

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

**«Розробка вільновихрового насоса з параметрами:
подача $Q=80\text{м}^3/\text{год}$; напір $H=25\text{ м}$ »**

зі спеціальності **6.05050205-** гідравлічні машини, гідроприводи
та гідропневмоавтоматика

Виконавець роботи **Жуков Андрій Миколайович**
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис, дата)

Науковий керівник

кандидат технічних наук, асистент
(науковий ступінь, учене званняї)

Кондусь Владислав Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис, дата)

Суми 2018

ЗМІСТ

Завдання

Реферат

Вступ.....	6
1 Вибір конструктивної схеми насоса	8
2 Опис конструкції вибраного насоса.....	11
3 Гідравлічні розрахунки насоса	13
4 Модельний розрахунок проточної частини насоса	15
4.1 Вибір модельного насоса	15
4.2 Розрахунок зовнішнього діаметра робочого колеса.....	16
5 Розрахунок гідродинамічних сил	18
5.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	18
5.2 Визначення радіальної сили	20
5.3 Врівноваження осьової сили.....	20
6 Розрахунок насоса на кавітацію	23
7 Розрахунок вибору приводу насоса.....	24
7.1 Вибір електродвигуна.....	24
7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	26
8 Розрахунки на міцність.....	31
8.1 Конструювання вала	31
8.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	33
8.3 Розрахунок реакцій в опорах	35
8.4 Наближений розрахунок вала	36
8.5 Перевірний розрахунок вала.....	37
8.6 Розрахунок шпонкових з'єднань	39

					6.05050205.25БР.000.00			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		ЖУКОВ			Пояснювальна записка	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		КОНЛІВСЬ					4	86
<i>Реценз.</i>						СумДУ, ГМ-42-6		
<i>Н. Контр.</i>		АЛЕКСЕЄНКО						
<i>Затверд.</i>								

8.7 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	45
8.8 Вибір муфти крутного моменту	47
9 Технологічний розділ	50
10 Розробка 3D-моделі робочого колеса	64
11 Охорона праці.....	74
Висновки	82
Список використаної літератури	84
Додатки	

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Вступ

Вільновихрові насоси (СВН (з рос. – «свободновихревые насосы)) - тип динамічних насосів, конструктивно адаптованих до перекачування забруднених рідин, рідин, що містять гази, гідросумішей, які містять тверді та волокнисті включення. СВН набули широкого використання у різноманітних галузях промисловості та господарства. Характерними особливостями цього типу насосів є простота та зручність в експлуатації, висока надійності, довговічність роботи на гідросумішах і економічна ефективність їхнього застосування для транспортування різноманітних твердих речовин і продуктів. Це є можливим завдяки широкій проточній частині, вільній від деталей, що обертаються, завдяки чому забезпечується мала забрудненість насосів і зменшується ймовірність ушкодження продуктів, що перекачуються.

Завдяки накопиченому досвіду розрахунково – теоретичних і експериментальних досліджень вільновихрових насосів створено нормативну документацію на розробку уніфікованого ряду насосів за міжнародним стандартом ISO 2858.

У порівнянні з відцентровими насосами вільновихрові насоси мають наступні особливості та переваги:

- простіша форма проточної частини знижує металоємність насоса, полегшує його збирання, створює більш сприятливі умови для високого ступеня уніфікації;
- розташування РК в розточці корпусу, тобто його неперетинання з вільною камерою, дозволяє значно зменшити взаємодію РК із перекачуваною рідиною, отже зменшити як його зношування, так і вплив на перекачувану рідину, що в ряді випадків має значний економічний ефект;
- відсутність передніх ущільнень, і, як наслідок, відсутність проблем, пов'язаних із ними (зношування, засмічення, регулювання, промивання і т.д.);

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

- конструктивне виконання робочих органів дозволяє з невеликими витратами робити ремонт і виготовлення запасних частин на місці експлуатації;
- значна висота всмоктування (до 8 м);
- висока надійність роботи при перекачуванні газоподібних сумішей із вмістом газу до 50%, густих рідин, великих включень з розміром до 0,8 напірного патрубку;
- мала чуттєвість до кавітації;

Недоліком даного типу насосів є достатньо низька економічність, що в залежності від конструктивного типу і розмірів насоса складає 35-58%. Економічність СВН складає приблизно 0,66 економічності відцентрового насоса. Також до недоліків можна віднести обмеженість напору (до 100 м).

Однак практичний досвід експлуатації СВН, показує, що їх ККД практично однаковий під час всього періоду експлуатації. Це надає деякий економічний ефект у порівнянні з відцентровими насосами та робить даний тип насосів конкурентоспроможним у визначеній умовами його роботи частині ринку насосного обладнання [1].

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 Вибір конструктивної схеми насоса

З моменту створення першого СВН, розроблено цілий ряд конструктивних схем насосів даного типу, кожна з яких має свої переваги.

Очевидно, причиною цього є, з одного боку, велика різноманітність гідросумішей, що перекачуються, а з іншого, прагнення в кожному конкретному випадку забезпечити максимальну ефективність при використанні цих насосів. При цьому техніко-економічні показники застосування СВН будуть тим вище, чим більш раціонально буде вирішена задача вибору конструктивної схеми вільновихрового насоса для даних конкретних умов експлуатації. В даний час широке поширення одержали три конструктивні схеми СВН: Вемко, Туро та Сека.

Вперше вільновихровий насос типу Вемко («Wemco») був виготовлений фірмою «Western Machinery Co» у 1954 році в США. Насос (рис.1.1) має корпус з осьовим, що підводить і тангенціальним напірним патрубками та вільною камерою між робочим колесом, розташованим у ніші корпуса і передньою кришкою насоса. Робоче колесо виконане за типом робочого колеса гідромуфти. ККД насосів невисокий і складає 30...40%. Однак ці насоси забезпечують високу надійність при гідротранспортуванні матеріалів великої крупності.

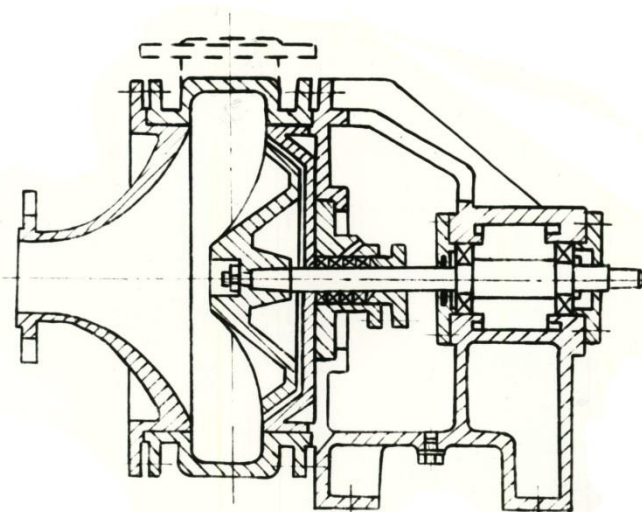


Рисунок 1.1 – Вільновихровий насос типу “Wemco”

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Подальші дослідження різних конструкцій СВН з метою збільшення напору і ККД дали новий тип, схему Туро («Turo») фірми Egger, Швейцарія, у якій робоче колесо (рис.1.2) виконано у вигляді диска з прямими радіальними лопатками (відкритого або закритого на периферії). В даному насосі різкий поворот потоку при виході з робочого колеса в осьовому напрямку інтенсифікує енергообмін рідини між колесом і вільною камерою і веде до збільшення напору і ККД (ККД насоса Туро збільшується до 54%).

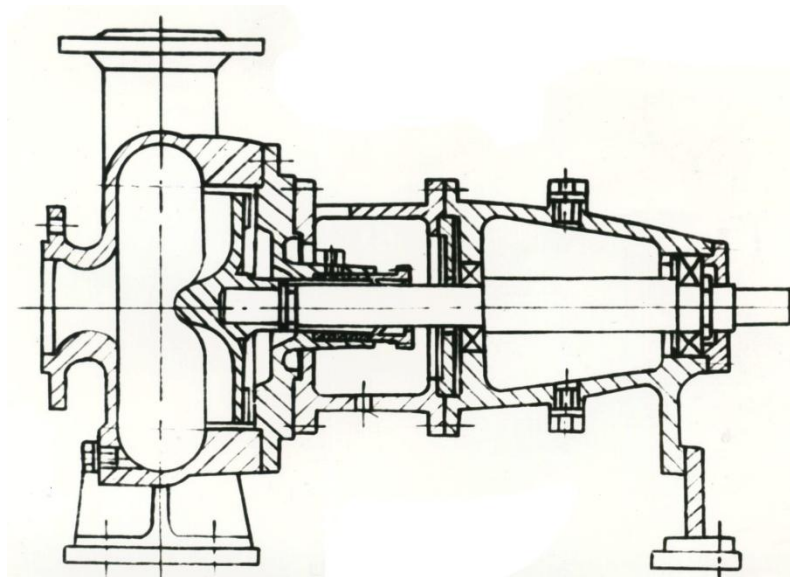


Рисунок 1.2 –Вільновихровий насос типу “Turo”

В основу насосів типу Сека («Seka») покладений принцип висунання робочого колеса з ніші корпусу у вільну камеру, що приводить до збільшення напору і ККД насоса. Насос Сека (фірми E. Vogel, Австрія) (рис. 1.3). Робоче колесо цього насоса не має обмежень на периферії і висунуто у вільну камеру, рідина, що виходить з робочого колеса спрямована безпосередньо у відвід. Однак застосування цих насосів обмежено через можливе забивання продуктом, що перекачується, особливо при гідротранспорті рідин, що містять волокнисті речовини.

										6.05050205.25БР.000.00	Арк.
											9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

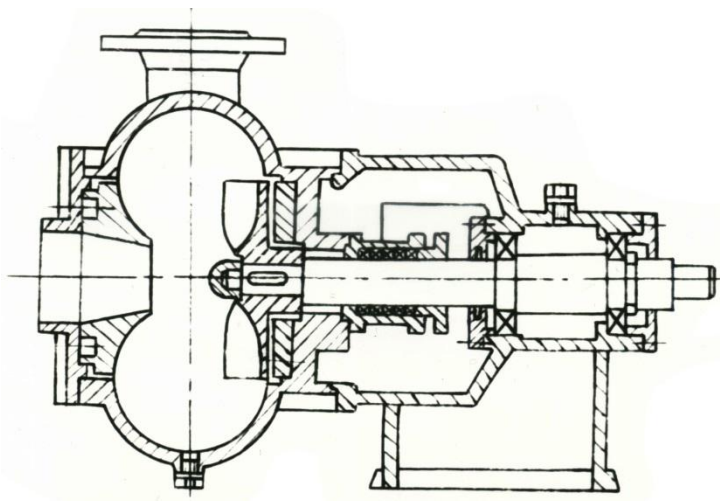


Рисунок 1.3 – Вільновихровий насос типу “Seka”

Наведені конструктивні схеми – основні, за ними виготовляються вільновихрові насоси закордонного виробництва. Крім того, існує ще кілька модифікованих варіантів.

Конструктивну схему насоса вибирають з урахуванням умов експлуатації і властивостей рідини, що перекачується. Найбільш універсальна широко застосовувана в нашій країні і за кордоном конструктивна схема СВН «Туго», що забезпечує мінімальне ушкодження продукту, що перекачується, і практичну незасмічуваність проточної частини при високій економічності.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

2 Опис конструкції вибраного насоса

Вільновихрові насоси володіють однією унікальною особливістю - вони мають перед робочим колесом велику вільну камеру. При роботі СВН лопаті робочого колеса (РК) розкручують масу гідросуміші, що знаходиться в цій камері, утворюючи так званий «вільний вихор». Потрапляючи в зону дії вихору, частина рідини, що транспортується, отримує обертальний рух з поступово наростаючим радіусом і виходить в напірний патрубок (минаючи робоче колесо), а інша частина рідини проходить до робочого колеса.

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

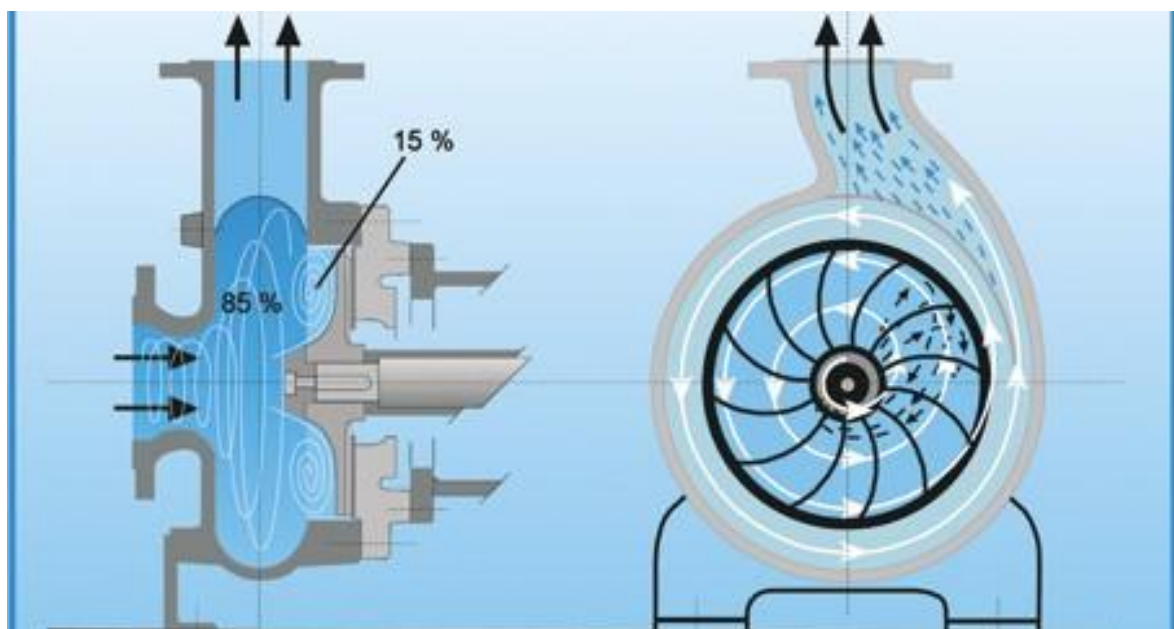


Рисунок 2.1 – Принцип роботи вільновихрового насоса типу «Туго»

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Вільновихрові насоси широко застосовуються при необхідності перекачування рідин з великим вмістом твердих і волокнистих включень і газоподібних бульбашок, зокрема, для перекачування побутових і промислових стоків. У цих випадках СВН забезпечують значно більшу надійність та довговічність роботи в порівнянні з відцентровими насосами традиційних конструкцій, хоча і поступаються їм за ККД.

Крім того, СВН набагато простіші у виготовленні, тому що лопаті їх робочих коліс являють собою плоскі пластини, а відводи, як правило, є кільцевими. 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.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 Гідравлічні розрахунки насоса

Вихідні дані до виконання проекту наступні:

Таблиця 3.1

Параметр	Одиниці вимірювання	Значення
Подача, Q	м ³ /год	80
Напір, Н	м	25
Густина рідини, ρ	кг/м ³	1075

Розрахунок проточної частини СВН типу "Turo" проводимо за методикою. Вона полягає у визначенні оптимальних геометричних співвідношень проточної частини за заданими параметрами насоса.

Геометричні розміри проточної частини насоса показано на рисунку 3.1.

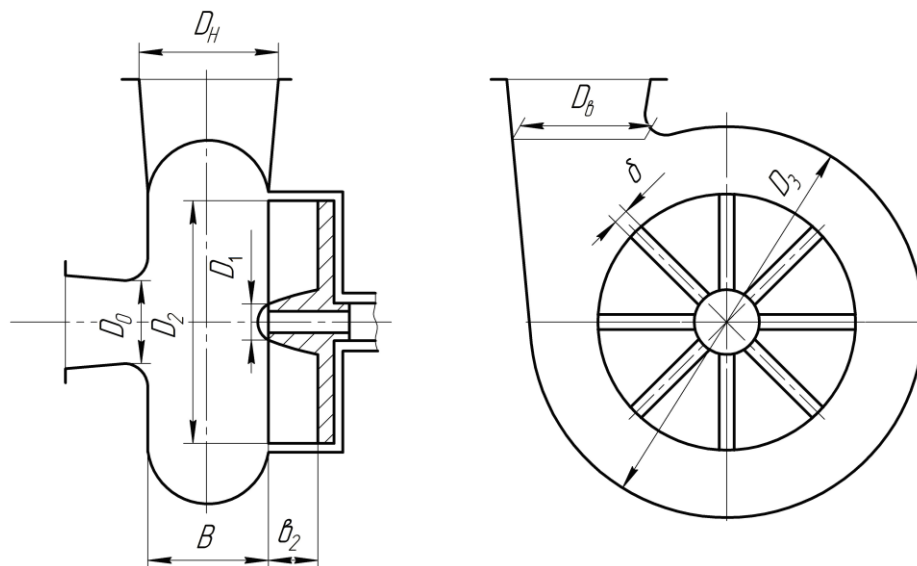


Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини ВВН типу "Turo"

Гідравлічні розрахунки для частоти обертання $n = 1000$ об/хв:

Визначаємо коефіцієнт швидкохідності насоса:

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}; \quad (3.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1000 \cdot \overline{0,0222}}{25^{3/4}} = 49;$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \overline{0,0222}}{25^{3/4}} = 76;$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \overline{0,0222}}{25^{3/4}} = 146;$$

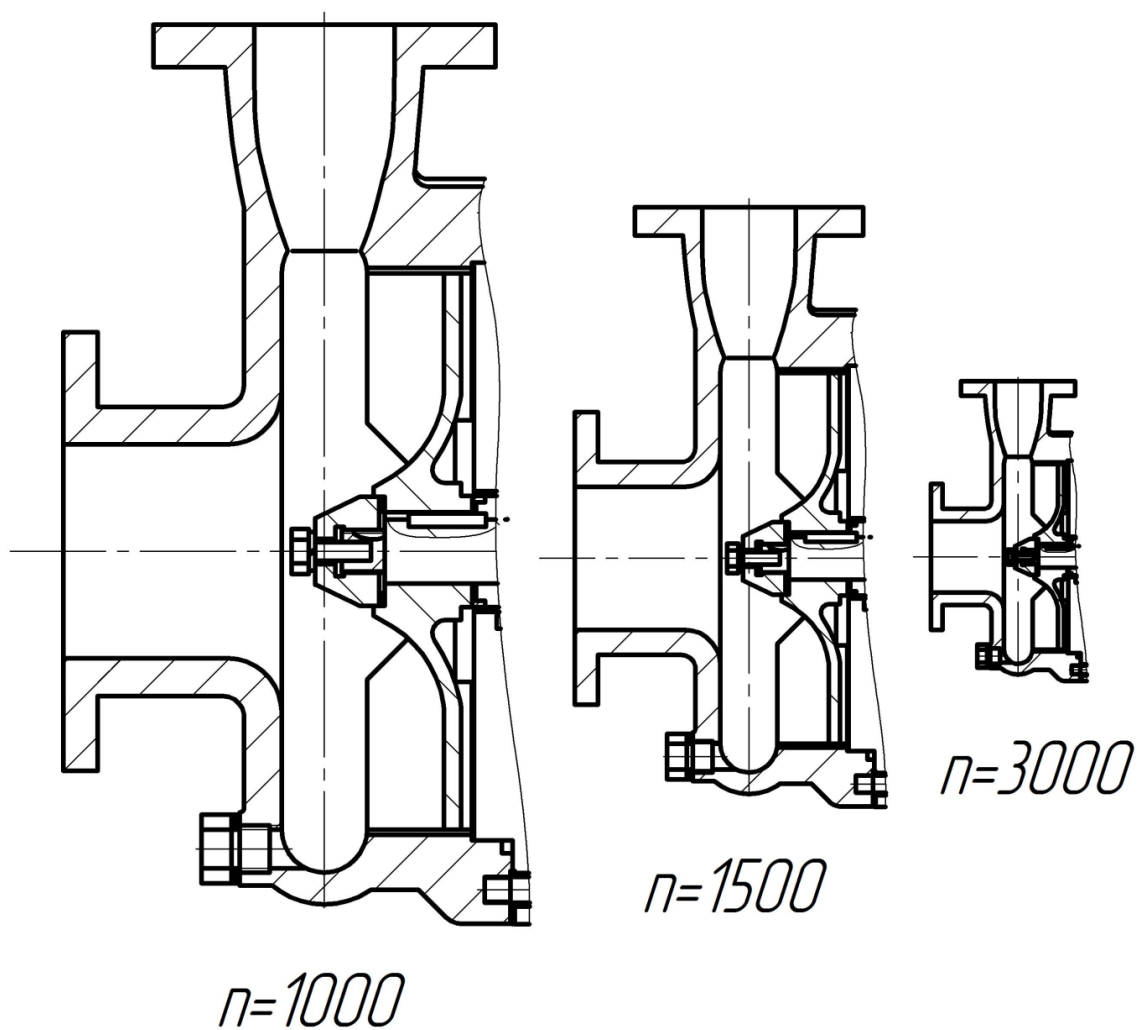


Рисунок 3.2 – Геометричні розміри насосів при відповідних частотах обертання

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Насос з частотою обертання $n=1000$ об/хв має значні габарити і, як наслідок, велику вартість життєвого циклу.

Насос з частотою обертання $n=3000$ об/хв більше за інші піддається зношуванню, що також збільшує вартість його життєвого циклу.

Насос з частотою обертання $n=1500$ об/хв має досить високий ККД, а також є прийнятним за габаритними розмірами та швидкістю зношування.

Враховуючи вищевказані фактори обираємо насос з частотою обертання $n=1500$ об/хв.

Обираємо насос з частотою обертання $n=1500$ об/хв.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Модельний розрахунок проточної частини насоса

4.1 Вибір модельного насоса

Модельний насос: напір $H = 20$ м, подача $Q = 63$ м³/год, частота обертання $n = 1500$ об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності модельного насоса:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \overline{0,0175}}{20^3} = 75;$$

Для визначення геометричних розмірів проточної частини визначаємо коефіцієнт геометричної подібності λ :

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{Q_H^2}{Q_M^2} \cdot \frac{H_M}{H_H}}, \quad (4.1)$$

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{80^2}{63^2} \cdot \frac{20}{25}} = 1,066;$$

4.2 Розрахунок зовнішнього діаметра робочого колеса

З креслення зовнішній діаметр робочого колеса модельного насоса становить $D_{2M} = 260$ мм.

Зовнішній діаметр робочого колеса натурного насоса визначають за формулою:

$$D_{2H} = D_{2M} \cdot \lambda; \quad (4.2)$$

$$D_{2H} = 260 \cdot 1,066 = 280 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки:

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{вгн} = D_{вгм} \cdot \lambda; \quad (4.3)$$

$$D_{вгн} = 60 \cdot 1,066 = 63,96;$$

Приймаємо діаметр втулки: $D_{вгн} = 65$ мм;

Виліт лопаті:

$$h_{н} = h_{м} \cdot \lambda; \quad (4.4)$$

$$h_{н} = 36 \cdot 1,066 = 38 \text{ мм};$$

Товщину основного диску, товщину лопаті приймемо рівними відповідним товщинам модельного робочого колеса.

Діаметр вільної камери:

$$D_{вкн} = D_{вкм} \cdot \lambda; \quad (4.5)$$

$$D_{вкн} = 300 \cdot 1,066 = 320 \text{ мм};$$

Діаметр та ширину камери під колесом приймаємо відповідно розмірам колеса.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розрахунок гідродинамічних сил

5.1 Осьові сили, що діють на ротор

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри робочого колеса: зовнішній радіус робочого колеса $R_2 = 0,14$ м; радіус входу в робоче колесо $R_1 = 0,032$ м; радіус втулки $R_{вТ} = 0,025$ м.

Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu}; \quad (5.1)$$

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 :

$$Re = \frac{1500 \cdot 0,28^2}{60 \cdot 1,79 \cdot 10^{-6}} = 1,095 \cdot 10^6;$$

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:

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{1,095 \cdot 10^6} = 0,737$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{1,095 \cdot 10^6} = 0,362$$

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість ω та відносний радіус втулки $R_{вТ}$.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (5.2)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ c}^{-1}.$$

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

$$R_{\text{BT}} = \frac{R_{\text{BT}}}{R_2}, \quad (5.3)$$

$$R_{\text{BT}} = \frac{0,025}{0,140} = 0,179.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

$$A = \pi \rho g H \beta (R_2^2 - R_{\text{BT}}^2) - \varphi_{\Gamma} (R_2^2 - R_1^2) - \frac{\pi}{4} k^2 \rho R_2^4 \omega^2 (1 - R_{\text{BT}}^2)^2; \quad (5.4)$$

де $k = 0,486$;

тоді:

$$\begin{aligned} A &= 3,14 \cdot 1075 \cdot 9,81 \cdot 25 \times \\ &\times 0,737 \cdot 0,140^2 - 0,025^2 - 0,362 \cdot 0,140^2 - 0,032^2 - \\ &- \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1075 \cdot 0,140^4 \cdot 157^2 \cdot (1 - 0,179^2)^2 = 4242 \text{ Н}. \end{aligned}$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

5.2 Визначення радіальної сили

Для насосів з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою :

$$R = K_R \frac{Q}{Q_{opt}} \rho g H D_2 b_2 + \Delta , \text{ Н}; \quad (5.5)$$

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 :

$$R = K_R \rho g H D_2 b_2 + \Delta ; \quad (5.6)$$

$$R = 0,2 \cdot 1075 \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 0,28 \cdot 0,038 + 0,008 = 606 \text{ Н.}$$

5.3 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 проектованому насосі пропонуємо виконувати за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів, рисунок 10.3). Лопатки збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі і відповідно зменшують тиск на провідний диск.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

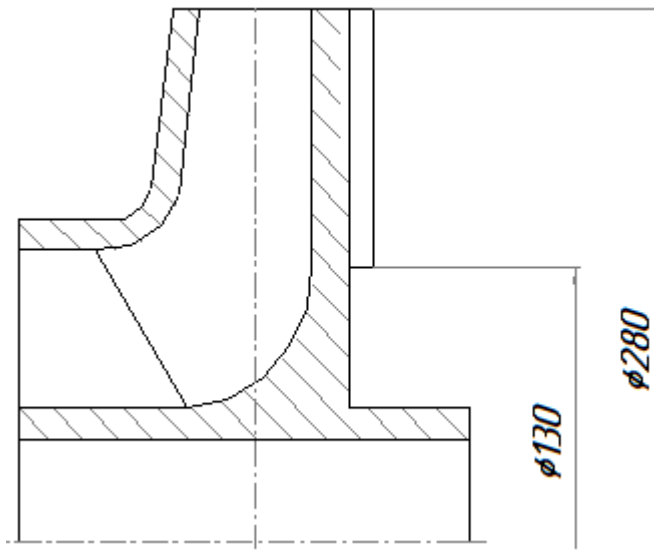


Рисунок 5.1 – Геометричні розміри розвантажувальних лопаток
(імпелерів)

Недолік даного способу: оребріння призводить до значних втрат потужності на дискове тертя, які можуть бути визначені з виразу:

$$N_u = C\varphi^2\rho\omega^3R^5 \left(1 - \frac{r}{R}\right)^5 \quad (5.7)$$

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:

$$T_u = \frac{3}{8}\rho g\pi \left(R^2 - r^2\right) \frac{U_R^2 - U_r^2}{2g} \quad (5.8)$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове зусилля. В даному випадку для $R = 0,140$ м, $r = 0,065$ м осьове зусилля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1075 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot 0,140^2 - 0,065^2 \frac{21,98^2 - 9,58^2}{2 \cdot 9,81} = 3933 \text{ Н}$$

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів будуть рівні:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1075 \cdot 157^3 \cdot 0,14^5 \cdot 1 - \frac{0,065^5}{0,14} = 64 \text{ Вт};$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

6 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності :

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \bar{Q}}{\Delta h^4}; \quad (6.1)$$

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. Руднев запропонував формулу :

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \bar{Q}}{c} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (6.2)$$

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{1500 \cdot 0,0222}{1500} \right)^{\frac{4}{3}} = 0,79 \text{ м.}$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 Розрахунки з вибору приводу

7.1 Вибір електродвигуна

Визначаємо потужність насоса на робочому режимі і підбираємо електродвигун:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}; \quad (7.1)$$

$$N = \frac{1075 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot 25}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,52} = 11,27 \text{ кВт.}$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = k \cdot N, \quad (7.2)$$

де k – коефіцієнт запасу, який обирають залежно від потужності.

Приймаємо: $k = 1,3$.

$$N_{\text{эд}} = 1,3 \cdot 11,267 = 14,647 \text{ кВт.}$$

За проведеними розрахунками ми обрали електродвигун АИР160S4 з параметрами:

- потужність $N_{\text{дв}} = 15 \text{ кВт}$;
- частота обертання $n = 1500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24



Рисунок 7.1 Двигун АІР 160S4

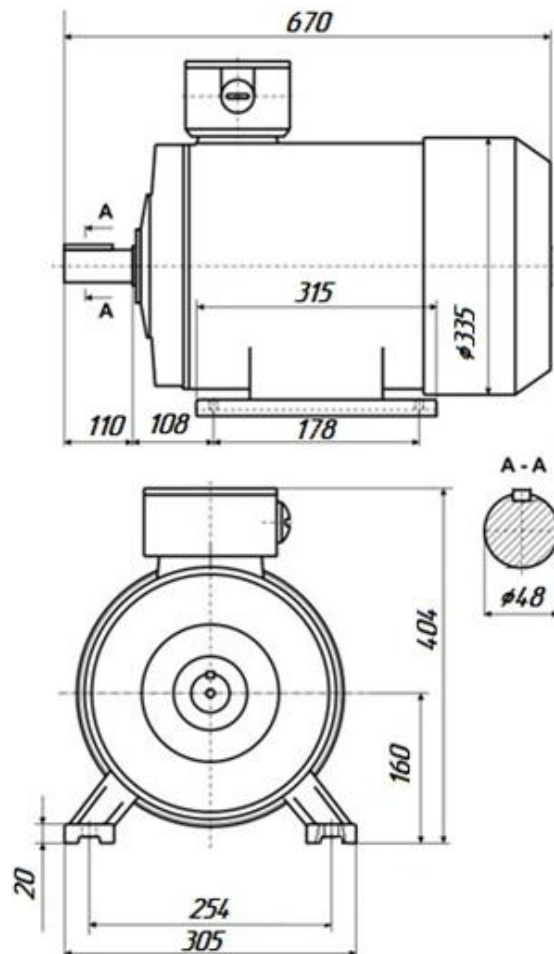


Рисунок 7.2 – Основні геометричні розміри двигуна

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Таблиця 7.1 – Характеристики двигуна АИР 160S4

Тип	Загальнопромисловий
Споживана потужність, кВт	15 кВт
Частота обертання, об/хв	1500
Фазність	3-фазний
Діаметр вала, мм	48
Коефіцієнт потужності	0.81
Число полюсів	4
Напруга, В	220/380
Кліматичне виконання	У3
Маса, кг	138
Номін. ток, А	30,8

7.2 Розрахунок пусково-моментної характеристики

Залежність моменту опору ротора насоса від частоти обертання при запуску насоса представляє собою параболу:

$$M = Kn^2, \quad (7.3)$$

де K – коефіцієнт параболі.

Графік залежності моменту опору будуються по трьом точкам:

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

Початковий момент пуску при $n=0$:

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$M_0 = 0,21 \cdot M_{\text{НОМ}},$$

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

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega}; \quad (7.4)$$

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{30 \cdot 14647}{3,14 \cdot 1500} = 93,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді

$$M_0 = 0,21 \cdot 93,3 = 19,59 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (7.5)$$

де $N_{\text{max}} = N_{\text{дв}}$ – максимальна потужність насоса, Вт.

Підставляємо числові значення:

$$M_{\text{max}} = \frac{30 \cdot 15000}{3,14 \cdot 1500} = 95,54 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

- частота обертання, об/хв.:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{НОМ}}; \quad (7.6)$$

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

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- момент, Н · м:

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\max}; \quad (7.7)$$

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

$$M_B = 0,03 \cdot 95,54 = 2,87 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$K = \frac{M_{\max}}{n^2}; \quad (7.8)$$

$$K = \frac{95,54}{1500^2} = 4,25 \cdot 10^{-5}.$$

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

Результати розрахунків заносимо до таблиці 7.1.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.2 – Залежність моменту опору ротора насоса від частоти обертання

п, об /хв	М, Н · м
0	19,6
150	0,96
300	3,8
450	8,6
600	15,3
750	23,9
900	34,4
1050	46,9
1200	61,2
1350	77,4
1500	95,6

За таблицею 7.2 будемо графік пускової моментної характеристика
(рис.7.3)

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

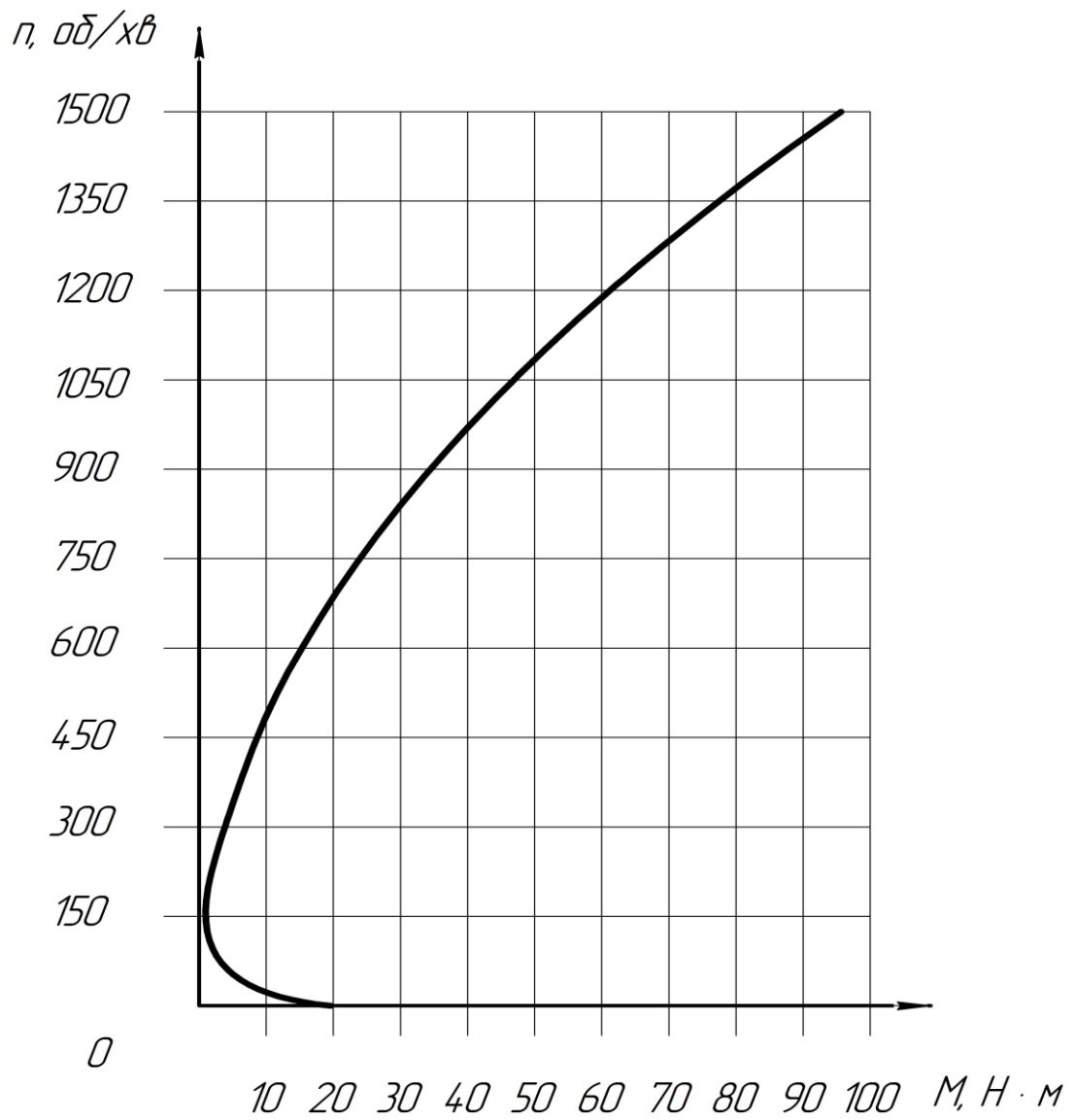


Рисунок 7.3 – Пускова моментна характеристика

8 Розрахунки на міцність

8.1 Розрахунок конструкції валу

Для конструювання валу необхідно визначити його геометричні розміри. На рисунку 8.1 показані основні геометричні розміри валу.

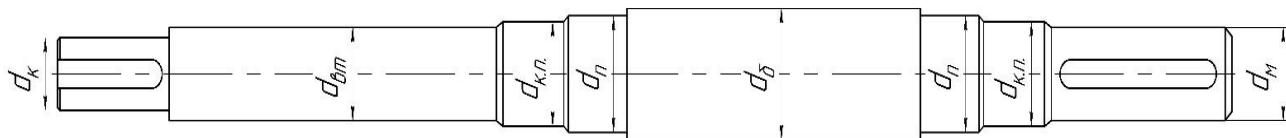


Рисунок 8.1 – Основні геометричні розміри валу

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

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}; \quad (8.1)$$

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:

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{\omega}; \quad (8.2)$$

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

$$M_{\max} = \frac{30 \cdot 15000}{3,14 \cdot 1500} = 95 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 95,54}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,029 \text{ м.}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 0,03 \text{ м.}$

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{дв},$$
$$d_m = 1,2 \cdot 0,03 = 0,034 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду $d_m = 35 \text{ мм.}$

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 манжету, розміщену на кришці підшипника визначаємо за формулою, м:

$$d_{к.п.} = 0,035 + 0,01 = 0,045 \text{ м.}$$

Діаметр під манжету приймаємо за ГОСТ 8752-79 , $d_{к.п.} = 45 \text{ мм.}$

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

$$d_{п} = d_{к.п.} + 2 \cdot t; \quad (8.3)$$

де $t = 0,003$ – висота буртика, м.

$$d_{п} = 0,045 + 2 \cdot 0,003 = 0,051 \text{ м;}$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо діаметр підшипник $d_{\text{п}} = 50$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, м:

$$d_{\text{б}} = d_{\text{п}} + 3 \cdot r; \quad (8.4)$$

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника за таблицею 2.

Таблиця 8.1 – Визначення координати фаски підшипника

$d_{\text{п}}$, 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 2 координата фаски підшипника для діаметру посадкової поверхні під підшипник становить $r = 3$ мм.

$$d_{\text{б}} = 0,05 + 3 \cdot 0,003 = 0,059 \text{ м};$$

8.2 Розрахунок кінцевого ущільнення

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \bar{d}; \quad (8.5)$$

де \bar{d} – діаметр посадочного місця набивки сальника, мм.

Тоді:

$$S = \bar{40} = 6,3 \text{ мм};$$

Приймаємо $S = 6$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = i \cdot S, \quad (8.6)$$

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

Приймаємо $i = 4$ шт.

$$L = 4 \cdot 6 = 24 \text{ мм.}$$

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 ; \quad (8.7)$$

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;

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

$L = 24$, см;

$S = 5,92$ см;

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

Таким чином:

$$r = \frac{2,5}{2} + 0,7 = 1,95 \text{ см}$$

Звідси:

$$N_c = 157 \cdot 3,14 \cdot 1,95^2 \cdot 6 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{24}{5,92}} - 1 = 333 \text{ Вт};$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

8.3 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див. рис. 12.2), 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:

$$M_C = R_1 l_1 + l_2 - R_2 l_2; \quad (8.8)$$

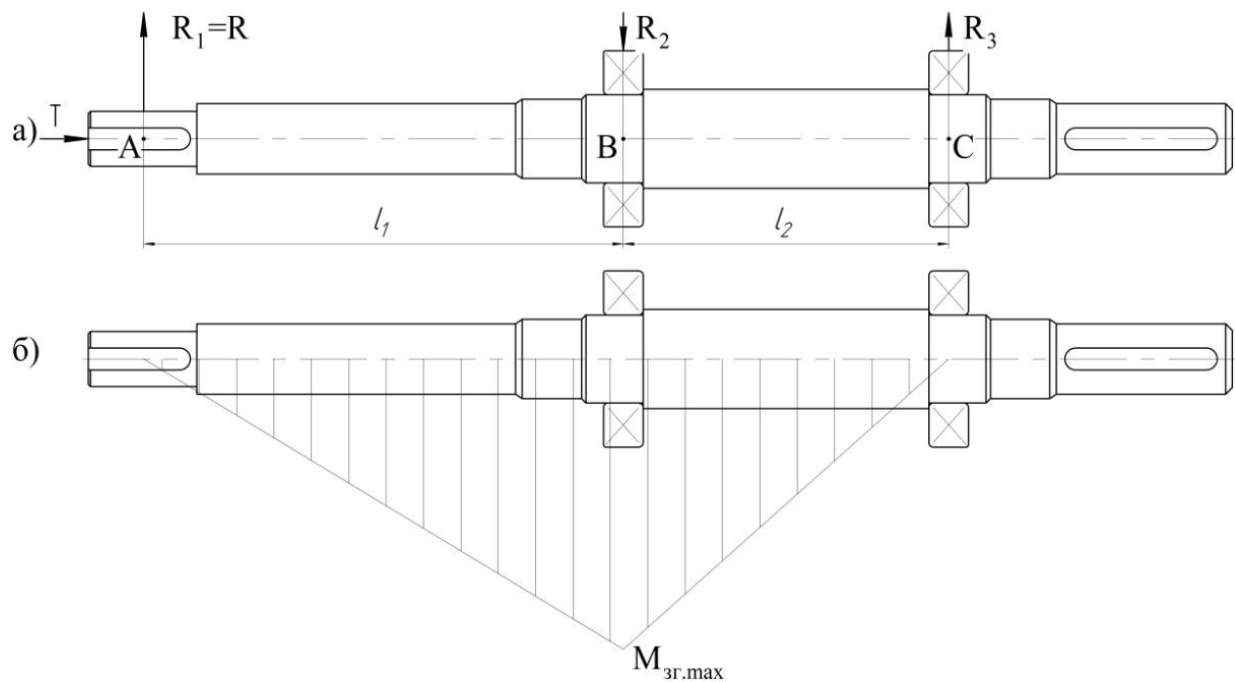


Рисунок 8.2 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$R_2 = \frac{R_1 l_1 + l_2}{l_2}; \quad (8.9)$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{606 \cdot 210 + 150}{150} = 1454 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$M_B = R_1 l_1 - R_3 l_2; \quad (8.10)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}; \quad (8.11)$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{606 \cdot 210}{150} = 848 \text{ Н};$$

8.4 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.маx}^2 + 0,75M_{маx}^2}; \quad (8.12)$$

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

Максимальний згинальний момент можна визначити:

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$M_{зг.мах} = R_1 l_1; \quad (8.13)$$

Звідси:

$$M_{зг.мах} = 606 \cdot 0,210 = 127,26 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{127,26^2 + 0,75 \cdot 95,54^2} = 151,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{\pi} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot \sigma}}; \quad (8.14)$$

де $\sigma = 40 \text{ МПа}$;

$$d_{\pi} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{151,8}{0,1 \cdot 40}} = 33,6 \text{ мм} = 50 \text{ мм};$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо $d_{\pi} = 50 \text{ мм}$. При конструюванні був обраний діаметр підшипника 50 мм. Розрахунок показує, що для даних розмірів робочого колеса діаметр вала під підшипник був би достатнім при його розмірі 35 мм.

8.5 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \geq S ; \quad (8.15)$$

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:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} ; \quad (8.16)$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} ; \quad (8.17)$$

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

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;

ε_{σ} , ε_{τ} - 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 (8.16) та (8.17):

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + 70 \div 120 , \text{ МПа}; \quad (8.18)$$

де $\sigma_B = 830$ МПа – межа міцності матеріалу вала (Сталь 40Х).

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Звідси:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 830 + 100 = 390,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа} \quad (8.19)$$

Тому:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 390,5 = 226,5 \text{ МПа};$$

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1d_{II}^3}, \text{ МПа}; \quad (8.20)$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{127,26}{0,1 \cdot 0,05^3} = 10,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{ МПа} \quad (8.21)$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 309}{3,14 \cdot 0,045^2} = 0,194 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа} \quad (8.22)$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{95}{0,2 \cdot 0,045^3} = 2,6 \text{ МПа}$$

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

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,5$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{390,5}{\frac{2,2}{0,65} \cdot 10,2 + 0,275 \cdot 0,084} = 11,3$$

$$S_\tau = \frac{226,5}{\frac{1,41}{0,65} \cdot 2,6 + 0,1 \cdot 2,6} = 38$$

$$S = \frac{11,3 \cdot 38}{11,3^2 + 38^2} = 10,8 > 2,5$$

Отже, умова перевірального розрахунку вала виконується.

8.6 Розрахунок шпонкових з'єднань

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.

Для подальшого розрахунку обираємо шпонку зі стандартного ряду. Для діаметра валу $d_k = 30$ мм обираємо шпонку з геометричними параметрами: ширина шпонки $b = 10$ мм; висота шпонки $h = 8$ мм; довжина шпонки $l = 35$ мм; глибиною паза валу $t_1 = 5$ мм, колеса $t_2 = 3,3$ мм

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (8.23)$$

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:

$$l_p = l - b; \quad (8.24)$$

$$l_p = 35 - 5 = 30 \text{ мм};$$

Підставляємо числові значення у формулу:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 95}{30 \cdot 30 \cdot (8 - 5)} \cdot 10^3 = 70 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}, \quad (8.25)$$

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

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

Розраховане напруження на зминання не перевищує допустимі напруження на зминання $\sigma_{зм} = 70 < \sigma_{зм} = 192$, тому умова виконується.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3, \quad (8.26)$$

де d, l, b – підставляємо в мм;

M_{\max} – підставляємо у Н · м;

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 95}{30 \cdot 30 \cdot 10} \cdot 10^3 = 21,1 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на зріз становить $\tau_{зр} = 650$, тому умова $\tau_{зр} = 21,1 < \tau_{зр} = 650$ виконується.

Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під напівмуфтою вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 45 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 14$ мм - ширина шпонки;

$h = 9$ мм - висота шпонки;

$l = 40$ мм - довжина шпонки

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot h - t_1}, \quad (8.27)$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

де $t_1 = 5,5$ мм – глибина паза вала;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

- підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b; \quad (8.28)$$

Звідки:

$$l_p = 40 - 14 = 26 \text{ мм};$$

Напруження на зминання шпонки складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 95}{0,045 \cdot 0,026 \cdot 0,009 - 0,0035} = 29,52 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (8.29)$$

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:

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{зм} \leq \sigma_{зм} ; \quad (8.30)$$

$$\sigma_{зм} = 29,52 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа};$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b}; \quad (8.31)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 95}{0,045 \cdot 0,026 \cdot 0,009} = 18 \text{ МПа};$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq \tau_{зр} . \quad (8.32)$$

$$\tau_{зр} \approx 0,6 \sigma_{зм};$$

Таким чином:

$$\tau_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа};$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 18 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа};$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8.7 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 8.1 діаметром d_n вибирають тип та марку підшипників, їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

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

Позначення –36210 , ГОСТ 831-75

$$C = 43.2 \text{ кН}$$

$$C_0 = 27 \text{ кН}$$

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:

$$P = X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a \cdot K_\delta \cdot K_T; \quad (8.33)$$

де $F_r = R$, $F_a = T$ – 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 осьового навантаження відповідно.

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = 1 \cdot 1454 + 0 \cdot 309 \cdot 1 \cdot 1 = 1454 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \frac{C}{P}^3 \frac{10^6}{60n}; \quad (8.34)$$

Звідки:

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$L_{hp} = \frac{43200^3}{1454} \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 291417 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h ; \quad (8.35)$$

$$L_{hp} = 291417 \text{ год} > 20000 \text{ год};$$

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

2. Тип – шарикопідшипник радіальний, однорядний особливолегкої серії.
Позначення –110 , ГОСТ 831-75

$$C = 21,6 \text{ кН};$$

$$C_0 = 13,2 \text{ кН};$$

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

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

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

						6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			46

X , Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно.
Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,45$$

$$Y = 2,1$$

$$P = 0,45 \cdot 848 + 1,5 \cdot 309 \cdot 1 \cdot 1 = 845 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \frac{21600^3}{845} \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 185000 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 185000 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

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

8.8 Вибір муфти крутного моменту

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву (МУВП, див. рисунок 8.3).

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7шт I

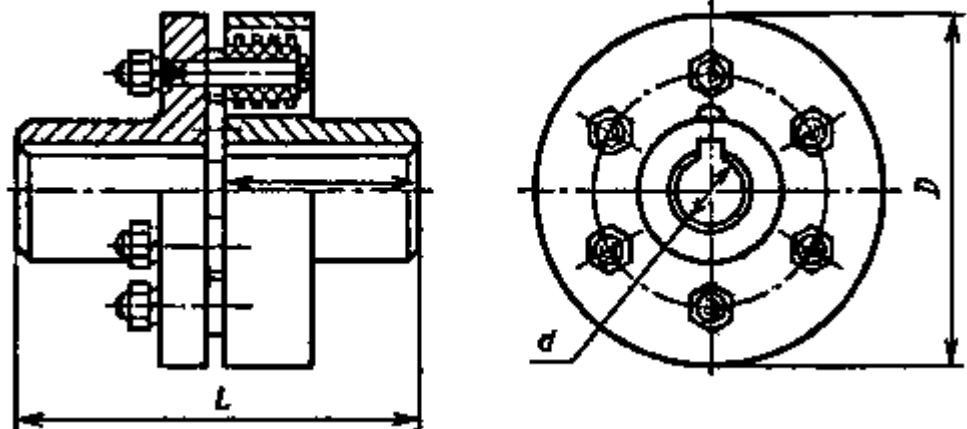


Рисунок 8.3 – Муфта пружна втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (45 мм), максимального крутного моменту 95 Н·м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях) обираємо муфту: 140-45-1 У3 ГОСТ 21423-93.

Для неї:

$$D = 140 \text{ мм};$$

$$d = 45 \text{ мм};$$

$$L = 90 \text{ мм}.$$

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:

$$F_{\text{п}} = \frac{2M_{\text{max}}}{D \cdot z}, \quad (8.36)$$

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

де $D = 110$ мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 6$ – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 95}{0,11 \cdot 6} = 288 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

$$p = \frac{F_{\Pi}}{d_{\Pi} l_{\text{в}}} \leq p, \quad (8.37)$$

де $d_{\Pi} = 15$ мм – діаметр пальця;

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

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

Звідси:

$$p = \frac{288}{0,015 \cdot 0,02} = 0,96 \text{ МПа} < 2,5 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32 F_{\Pi} 0,5 l_{\text{в}} + c}{\pi d_{\Pi}^3} \leq \sigma, \quad (8.38)$$

де c – осьовий зазор між напівмуфтами;

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

$$\sigma = \frac{32 \cdot 288 \cdot 0,5 \cdot 0,02 + 0,005}{3,14 \cdot 0,015^3} = 13 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

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

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

9 Технологічний розділ

В технологічному розділі представлено маршрутний технологічний процес обробки корпусу.

005 Заготовча

Заготовка отримана литтям. Маса – 52 кг. $K_{вз} = 0,88$, $K_{вм} = 0,86$.

010 Контроль ВТК

Перевірити отримані на загот. операції розміри згідно креслення

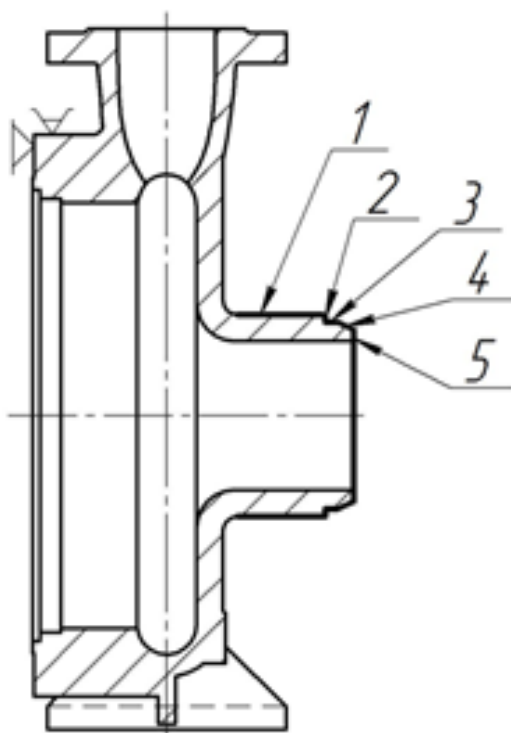
015 Термічна

Штучне старіння при $t=220^{\circ}\text{C}$, витримка 8-10 годин, охолодження на повітрі

020 Контроль ВТК

025 Токарна (чорнова)

На операції виконується обробка циліндричних поверхонь 1, 3, а також торцевих поверхонь 2, 4, 5 (рис. 9.1).



					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Рисунок 9.1 – Ескіз токарної чорнової операції 025

030 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу.

035 Токарна (напівчистова)

На операції виконується обробка циліндричних поверхонь 1, 3, а також торцевих поверхонь 2, 4, 5 (рис. 9.2).

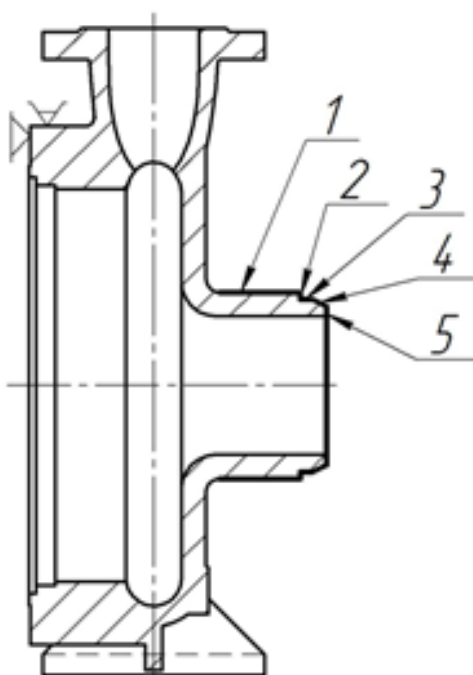


Рисунок 9.2 – Ескіз токарної напівчистової операції 035

040 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу.

045 Токарна (чорнова)

На операції виконується обробка циліндричних поверхонь 6, 7, 8, а також торцевих поверхонь 9, 10, 11 (рис. 9.3).

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

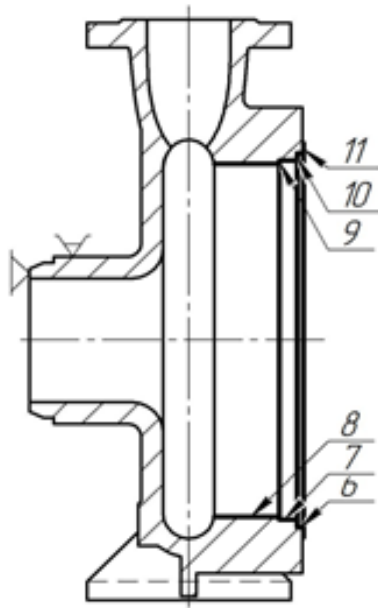


Рисунок 9.3 – Ескіз токарної чорнової операції 045

050 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу.

055 Токарна (напівчистова)

На операції виконується обробка циліндричних поверхонь 6, 7, 8, а також торцевих поверхонь 9, 10, 11 (рис. 9.4).

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

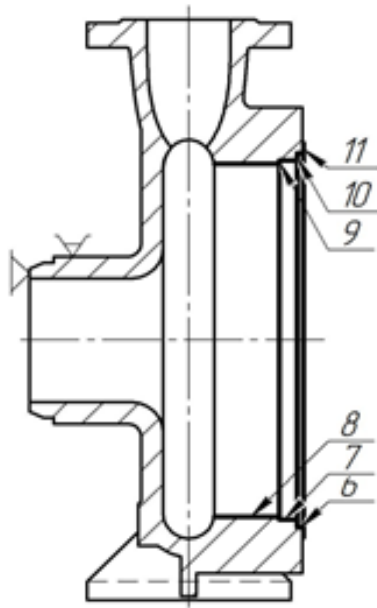


Рисунок 9.4 – Ескіз токарної напівчистової операції 055

060 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу.

065 Токарна (чистова)

На операції виконується обробка циліндричних поверхонь 6, 7, 8, а також торцевих поверхонь 9, 10, 11 (рис. 9.5).

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

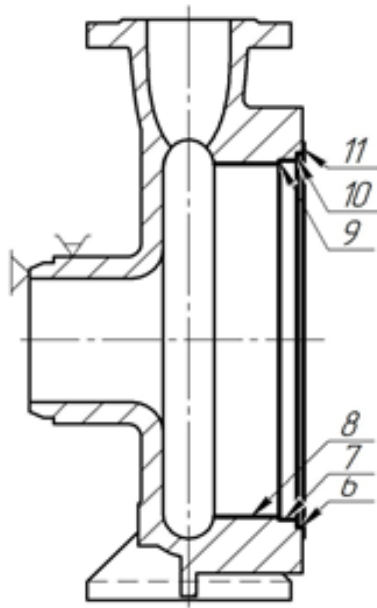


Рисунок 9.5 – Ескіз токарної чистової операції 065

070 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу.

075 Токарна (тонка)

На операції виконується обробка циліндричних поверхонь 6, 7, а також торцевих поверхонь 10, 11 (рис. 9.6).

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

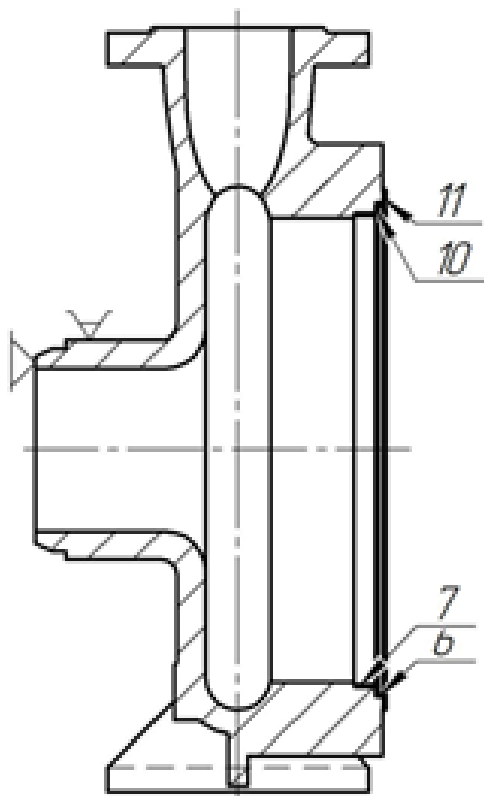


Рисунок 9.6 – Ескіз токарної тонкої операції 075

080 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу.

085 Шліфувальна

На операції виконується обробка циліндричних поверхонь 6, 7, а також торцевих поверхонь 10, 11 (рис. 9.7).

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

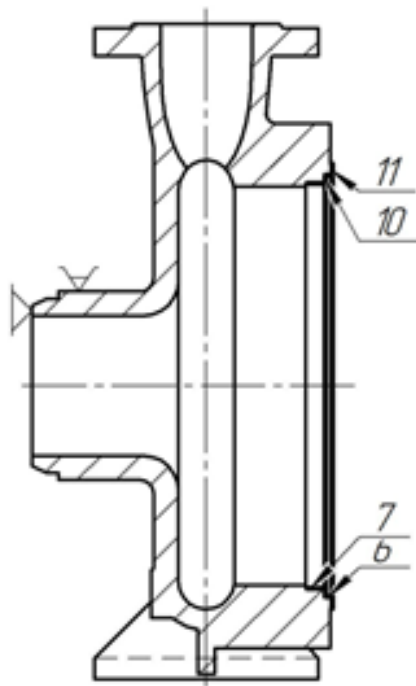


Рисунок 9.7 – Ескіз шліфувальної операції 085

090 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу

095 Фрезерна

На операції виконується обробка циліндричних поверхонь 12, 14, а також торцевих поверхонь 13, 15, 16 (рис. 9.8).

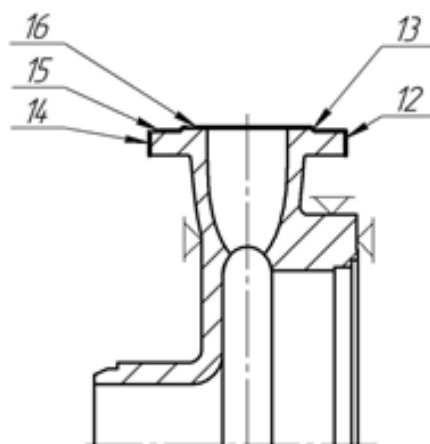


Рисунок 9.8 – Ескіз фрезерної операції 095

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

100 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу

105 Свердлувальна

На операції виконується свердлування чотирьох отворів 17 (рис. 9.9).

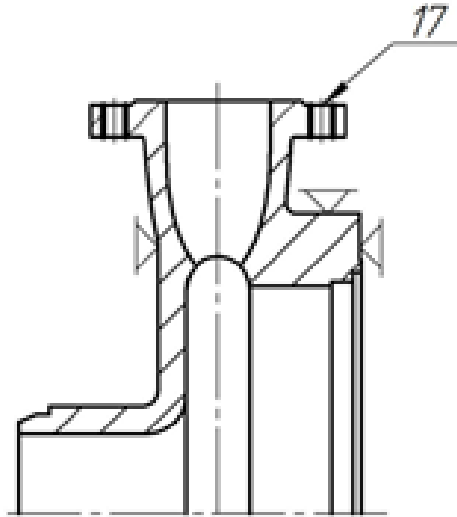


Рисунок 9.9 – Ескіз свердлувальної операції 105

110 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу

115 Фрезерна

На операції виконується обробка поверхні 18 (рис. 9.10)

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

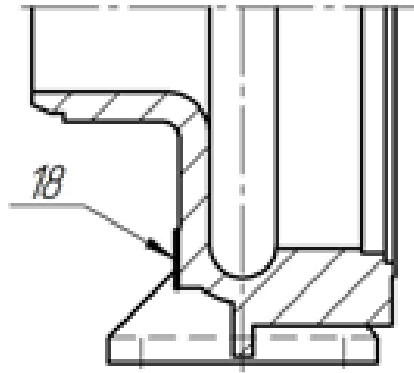


Рисунок 9.10 – Ескіз фрезерної операції 115

120 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу

125 Свердлувальна

На операції виконується свердлування зливного отвору 19 (рис. 9.11).

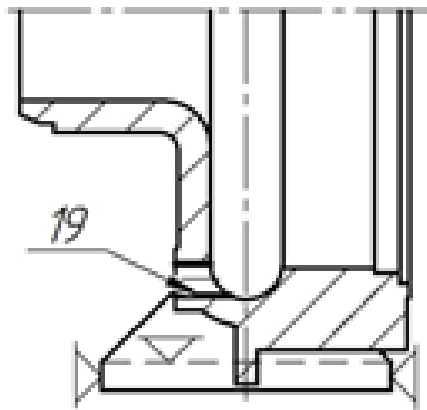


Рисунок 9.11 – Ескіз свердлувальної операції 125

130 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу

135 Свердлувальна

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

На операції виконується нарізання різи 20 (рис. 9.12).

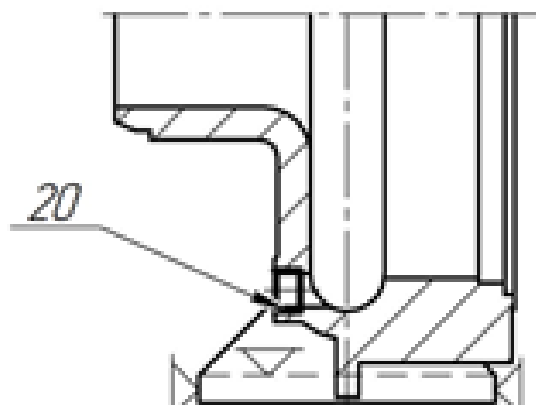


Рисунок 9.12 – Ескіз свердлувальної операції 135

140 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу

145 Свердлувальна

На операції виконується свердлування отворів 21 (рис. 9.13)

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

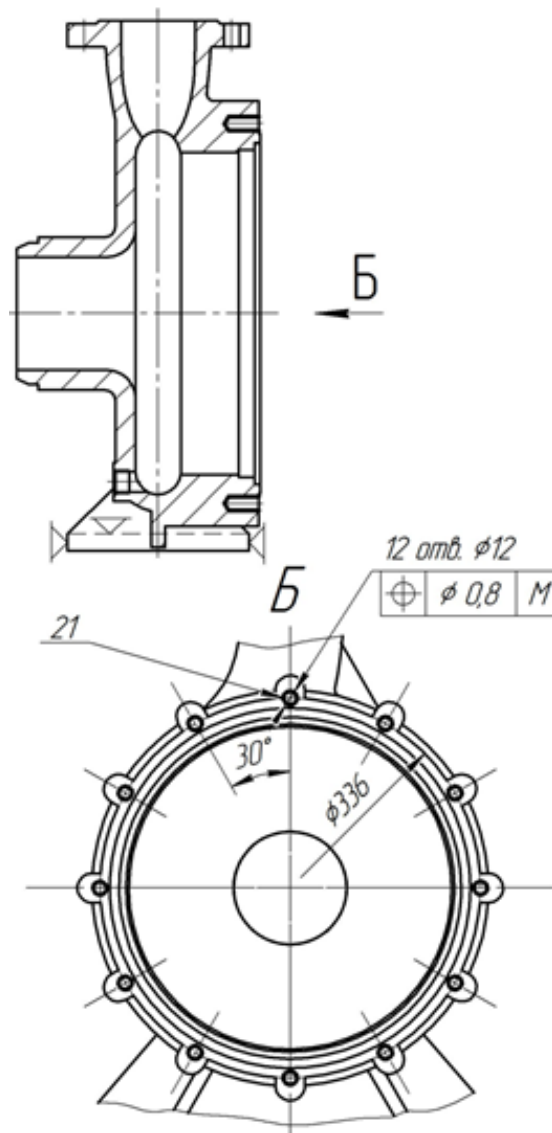


Рисунок 9.13 – Ескіз свердлувальної операції 145

150 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу

155 Свердлувальна

На операції виконується нарізання різі 22 (рис. 9.14)

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

170 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу

175 Свердлувальна

На операції виконується зенкування 24 отворів 23 (рис. 9.16)

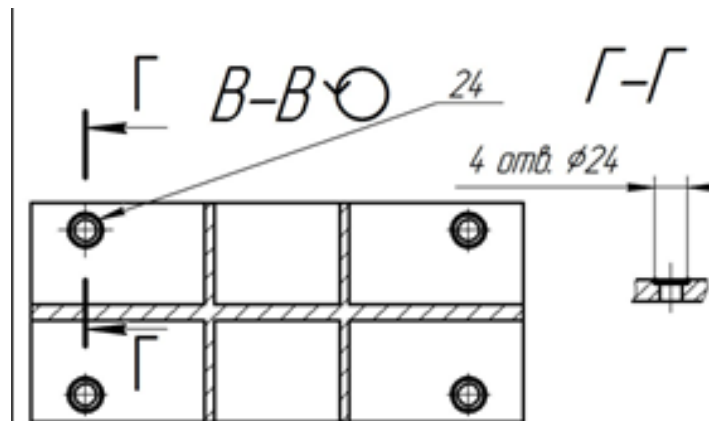


Рисунок 9.16 – Ескіз свердлувальної операції 175

180 Контроль ВТК

Контролювати всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно маршрутного технологічного процесу

185 Зварювальна

На операції виконується зварювання фланця з всмоктуючим патрубком

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

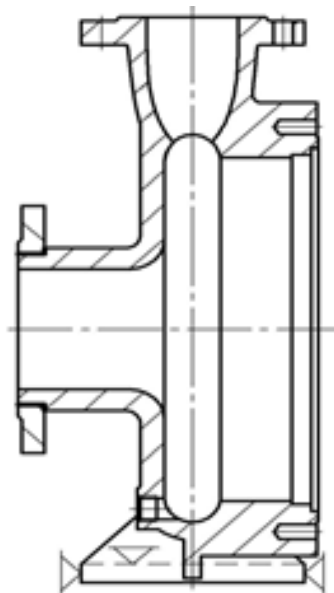


Рисунок 9.17 – Ескіз зварювальної операції 185

190 Контроль ВТК

Перевірити якість зварного з'єднання

195 Гідравлічні випробування

200 Слюсарна

Очищення корпусу

205 Контроль ВТК

Перевірити якість очищення

210 Фарбування

215 Контроль ВТК

Перевірити якість фарбування

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

10 Розробка 3D-моделі робочого колеса

Модель буде виконуватися за допомогою програмного комплексу САПР «SolidWorks» (розробник – «Dassault Systèmes S.A.»).

Створюємо ескіз в площині ZY, вказуємо всі необхідні розміри (рис. 10.1).

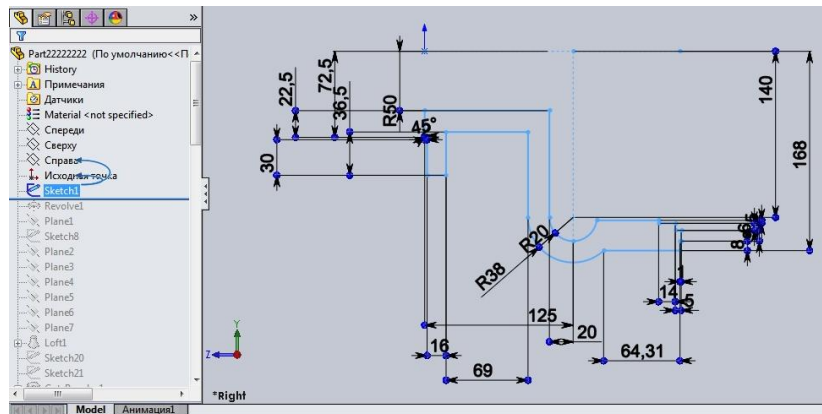


Рисунок 10.1 – Ескіз

Для цього ескізу виконуємо операцію «Повернута бобишка» (рис. 10.2).

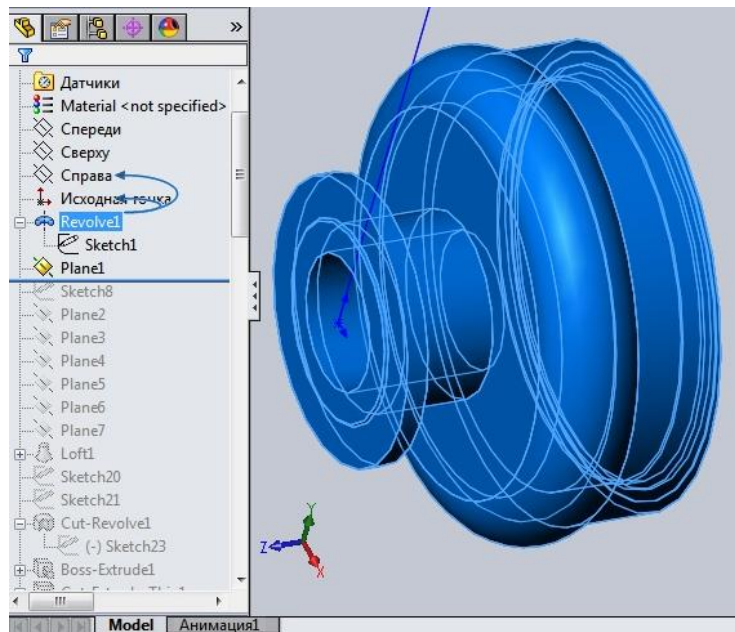


Рисунок 10.2 – Повернута бобишка

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

На відповідній відстані та під відповідними кутами згідно креслення створюємо площини з ескізами для виконання напірного патрубку (рис. 10.3).

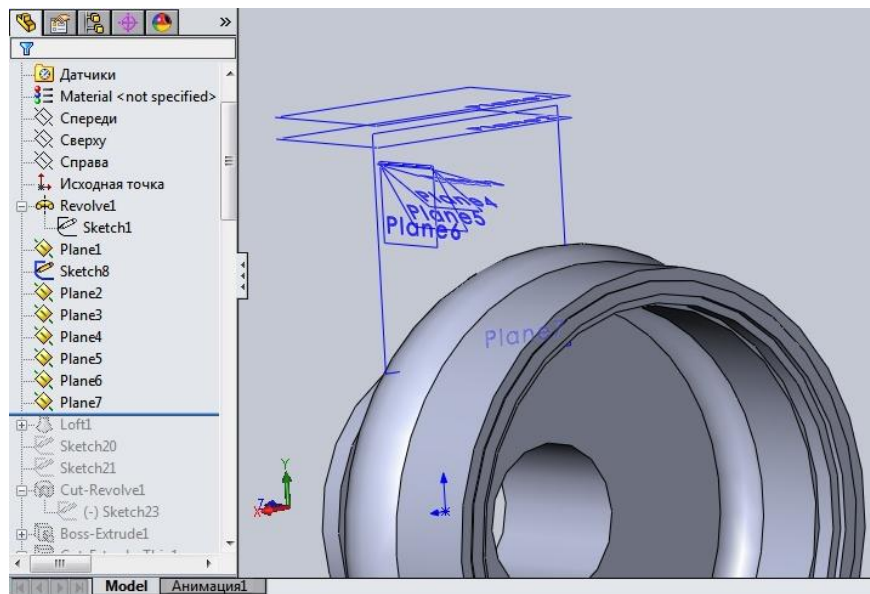


Рисунок 10.3 – Площини

Виконуємо операцію «бобишка за перерізами» (рис. 10.4).

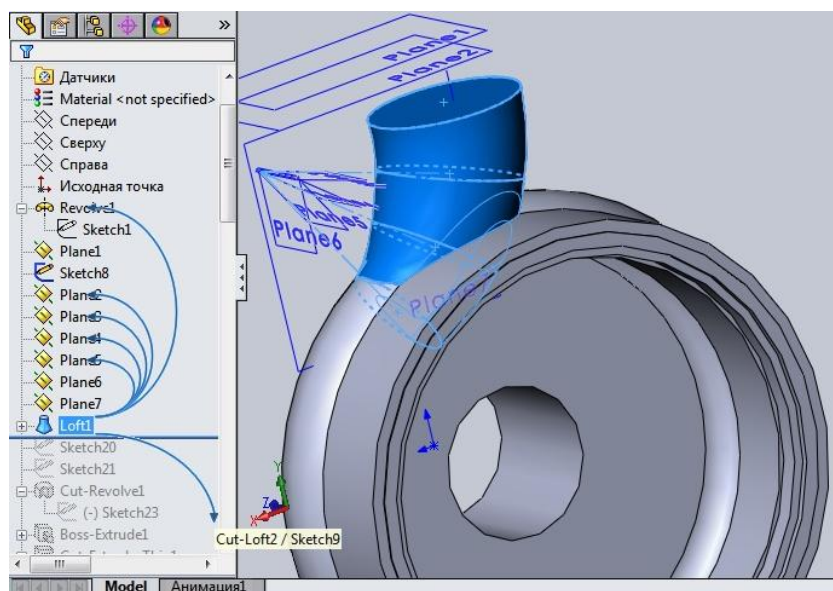


Рисунок 10.4 – Бобишка за перерізами

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

З ескізу в раніше створеній площині виконуємо операцію «Витягнута бобишка», отримуємо таким чином фланець напірного патрубка (рис. 10.5).

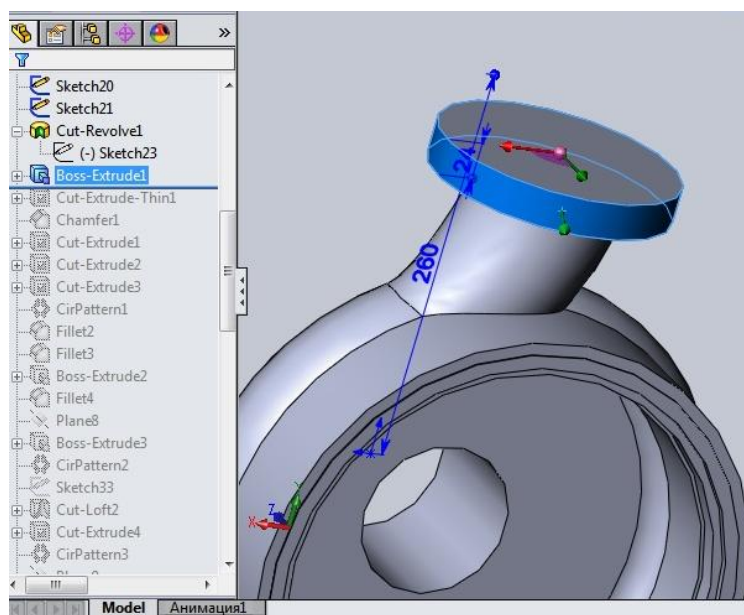


Рисунок 10.5 – Фланець напірного патрубка

Аналогічною операцією виконуємо торець фланця (рис. 10.6).

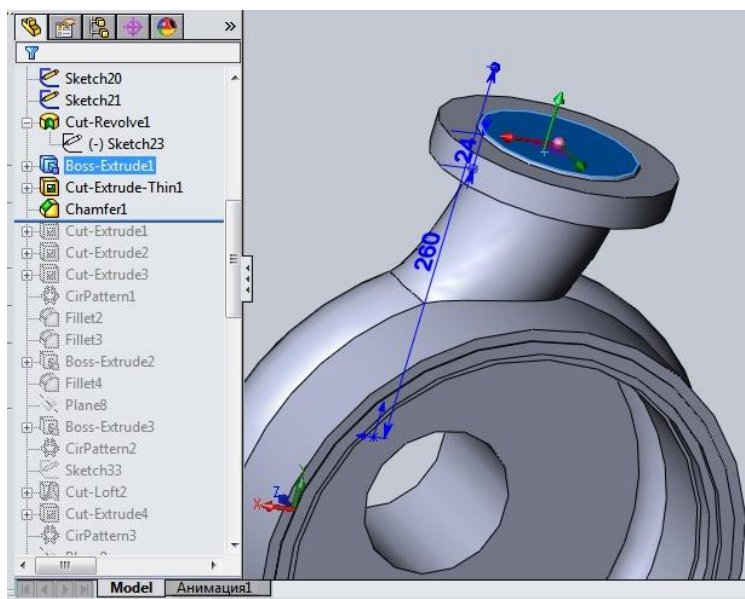


Рисунок 10.6 – Торець фланця

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

За ескізом згідно креслення виконуємо отвір у фланці напірного патрубка за допомогою операції «Виріз видавлюванням» (рис. 10.7).

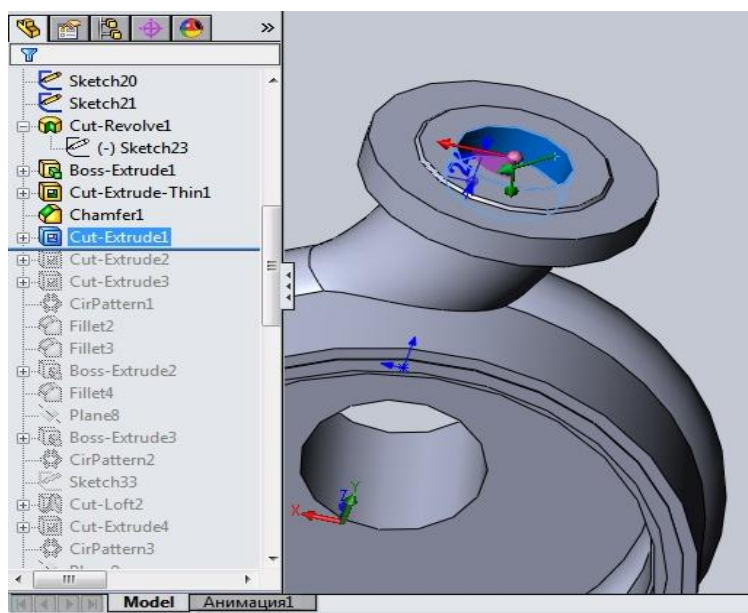


Рисунок 10.7 – Виріз видавлюванням

За ескізом на напірному фланці аналогічною операцією виконуємо отвори для з'єднання (рис. 10.8).

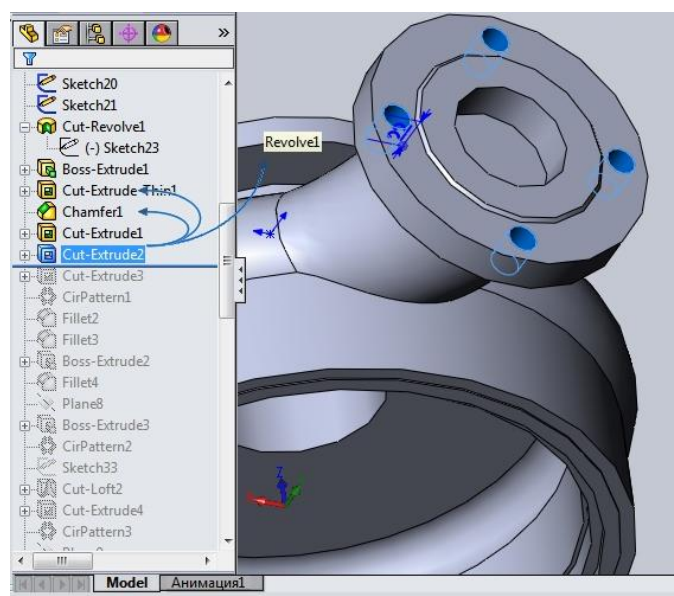


Рисунок 10.8 – Отвори на напірному патрубці

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Проводимо аналогічну операцію на всоктуючому патрубці для одного отвору, також застосовуємо операцію «круговий масив» (рис. 10.9).

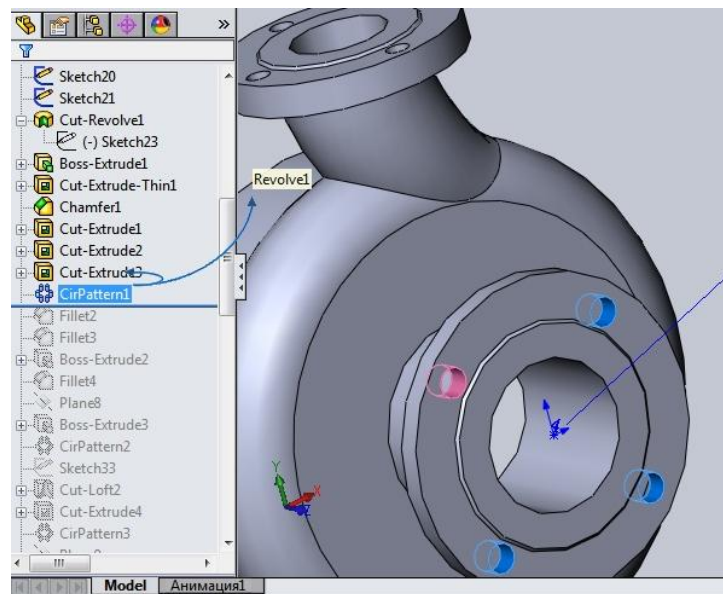


Рисунок 10.9 – Отвори на всоктуючому патрубці

За раніше створеними ескізами на площинах виконуємо отвір у напірномуфланці за допомогою операції «Виріз за перерізами» (рис. 10.10).

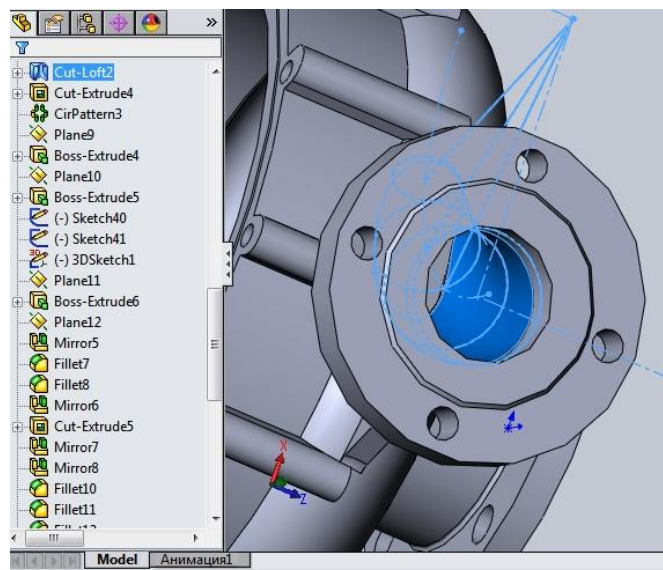


Рисунок 10.10 – Виріз за перерізами

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Створюємо ескіз в вертикальній площині та виконуємо операцію «Витягнута бобишка» для виконання «ребра» біля напірного фланця (рис. 10.11).

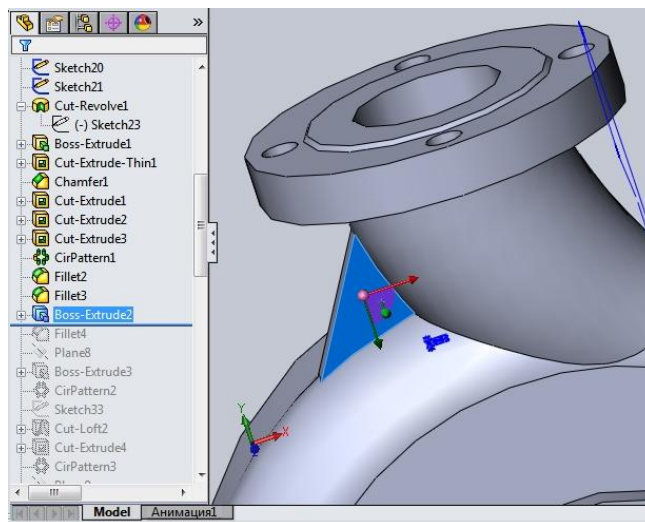


Рисунок 10.11 – Ребро

На задньому торці корпусу створюємо ескіз згідно креслення, виконуємо операцію «Витягнута бобишка» та застосовуємо «Круговий масив» (рис. 10.12).

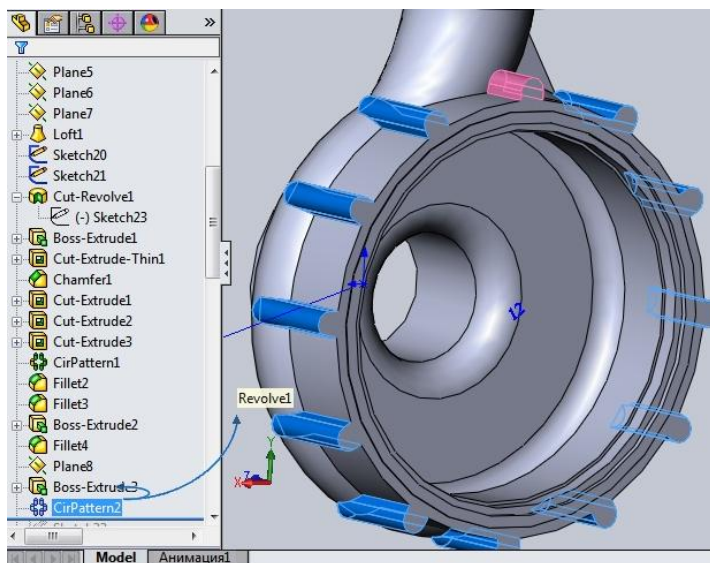


Рисунок 10.12 - Вуха

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Створюємо ескіз отворів для кріплення кришки корпусу, застосовуємо «Виріз видавлюванням на глибину згідно креслення та виконуємо «Круговий масив» (рис. 10.13).

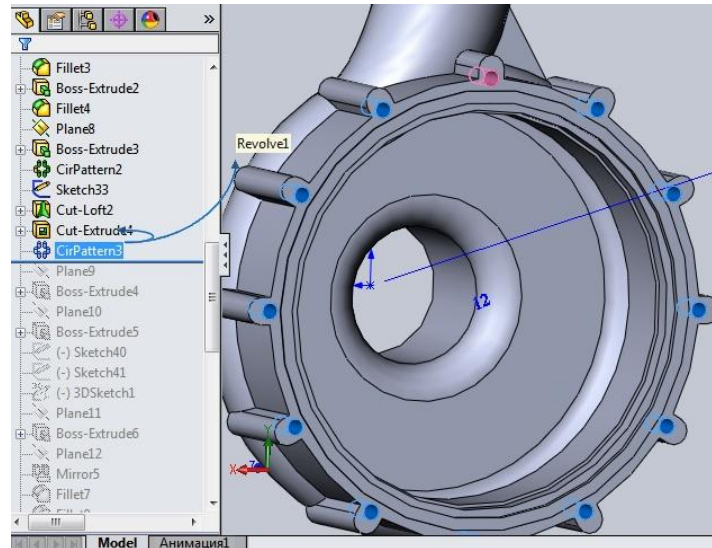


Рисунок 10.13 – Отвори для кріплення кришки корпусу

На відстані згідно креслення в горизонтальній площині створюємо ескіз опори для лап корпусу, виконуємо операцію «Витягнута бобишка» (рис. 10.14).

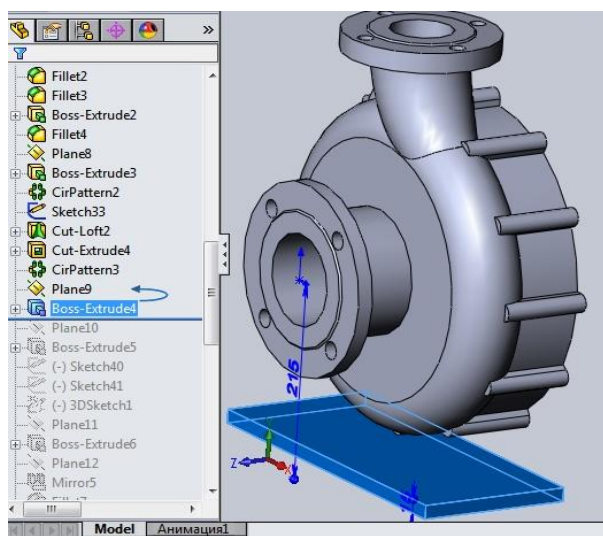


Рисунок 10.14 – Витягнута бобишка

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

Створивши ескіз у вертикальній площині аналогічною операцією виконуємо ребро опори корпуса (рис. 10.15).

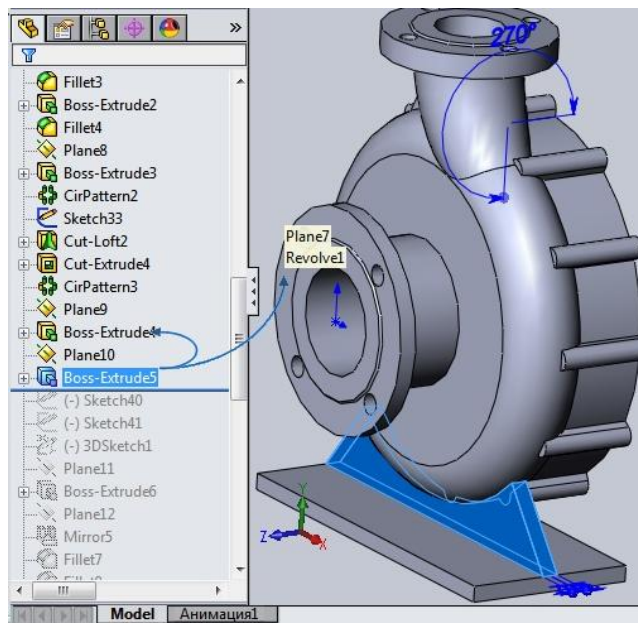


Рисунок 10.15 – Ребро опори корпуса

Створивши площину під кутом згідно креслення виконуємо в ній ескіз ребра лапи корпуса, застосовуємо операцію «Витягнута бобишка» та «Дзеркало» для виконання чотирьох лап (рис. 10.16).

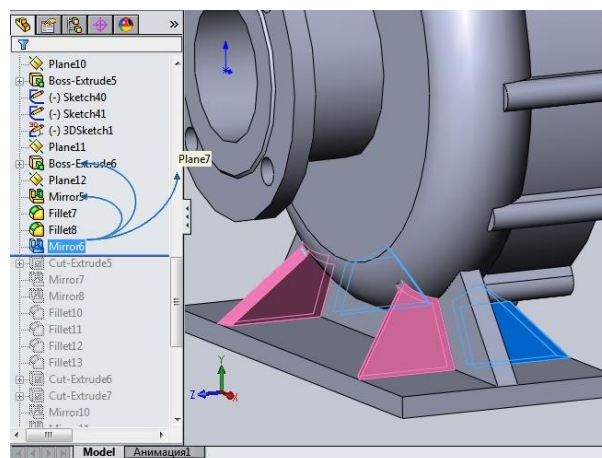


Рисунок 10.16 – Ребра лап

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

Створивши ескіз на площині опори, застосовуємо операцію «Виріз видавлюванням» для видалення зайвого матеріалу (рис. 10.17).

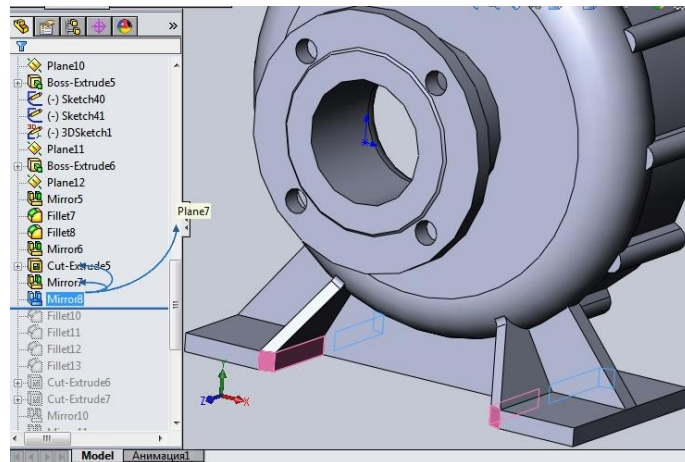


Рисунок 10.17 – Виріз видавлюванням

Створивши ескіз отвору для кріплення на площині опори виконуємо «Виріз видавлюванням» та застосовуємо «Дзеркало» для отримання чотирьох отворів. Аналогічно виконуємо зенковку цих отворів (рис. 10.18).

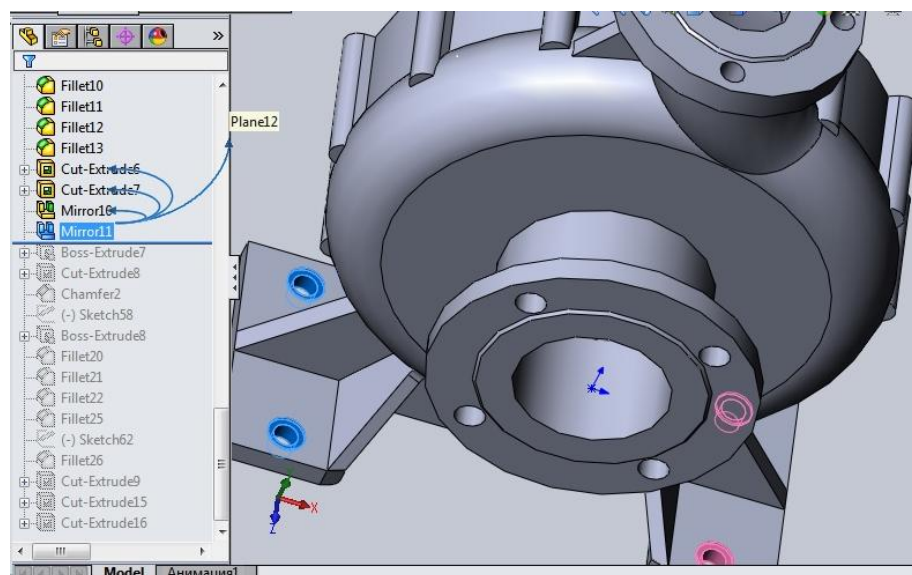


Рисунок 10.18 – Отвори в лапі

Операцією «Витягнута бобишка» створюємо бобишку під зливний отвір.
 Виконуємо ескіз отвору та застосовуємо «Виріз видавлюванням» (рис. 10.19).

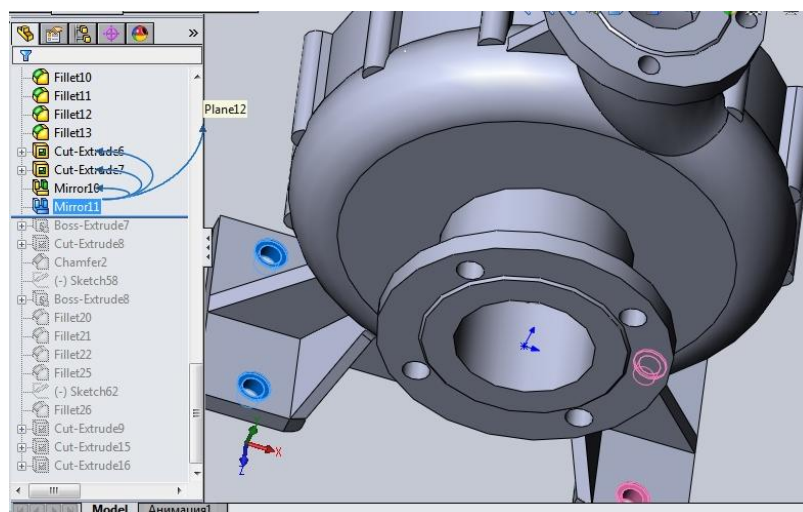
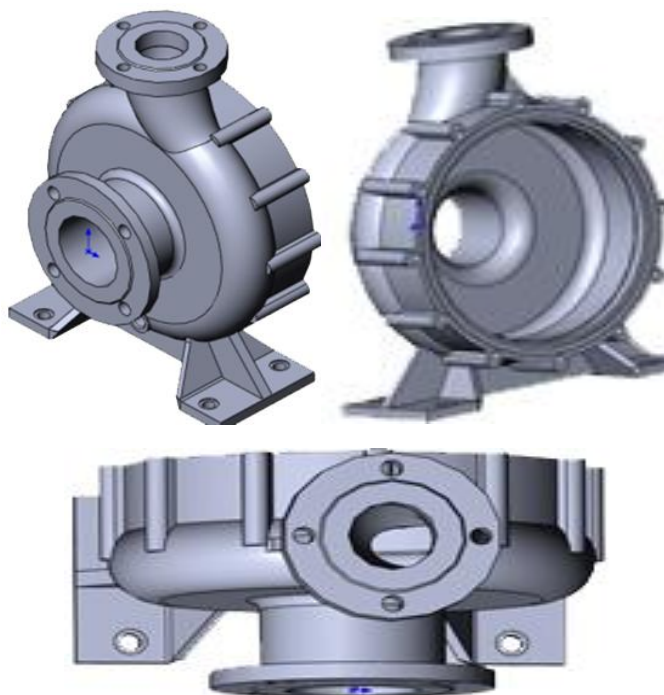


Рисунок 10.19 – Витягнута бобишка

Отже, отримуємо (рис. 10.20).



(Рисунок 10.20 – Модель корпусу)

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

11 Охорона праці

Небезпечні зони та фактори в насосі, заходи безпеки при роботі, монтажі чи ремонті

- Муфта – елемент, що обертається з великими швидкостями. Значну небезпеку становить: випадкове потрапляння в них частин одяжі, кінцівок і т.п., інших предметів; можливе самовільне вилучення пальців з муфти в процесі роботи при недостатньому їх закріпленні; перекос муфти і т.д.

Необхідно, як і всі елементи, що обертаються, закривати її захисним кожухом, огорожею і т.п.

- Електродвигун – установка що працює під напругою. Небезпеку становить: можлива поломка двигуна під час роботи, його недостатнє закріплення, коротке замикання і т.д.

Необхідні обов'язковий контроль справності двигуна особами з відповідною кваліфікацією, його правильне та ретельне закріплення на місці установки, унеможливлення потрапляння в двигун рідини, справність електричних мереж, якісне заземлення, наявність відповідних засобів пожежогасіння.

- Елементи ротора, що обертаються – всі елементи, що закріплені або знаходяться на роторі та обертаються, безпосередньо ротор. Є елементами що обертаються, становлять загрози, аналогічні відповідним описаним вище. Присутня загроза відкручування РК за відсутності стопорного гвинта.

Необхідно: не допускати наявності елементів, що обертаються, не закритих корпусом або захисними огорожами чи кожухами; ретельна перевірка правильності та надійності закріплення всіх з'єднань елементів, що знаходяться на роторі, з ротором, правильність центрування та розташування ротора. Не допускається: будь-який ремонт елементів в процесі роботи (заміна сальникового ущільнення і т.п.).

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

- Не допускається: збирання-розбирання насоса без лапи, його транспортування без відповідного обладнання (кран, вантажний пристрій чи транспорт), транспортування насоса з недостатньо закрученими з'єднаннями.
- Запуск та робота насоса повинні відбуватися при достатньо затягнутих болтах, шпильках і т.п. задля виконання норм безпеки та попередження виникнення вібрацій, що перевищують допустимі норми.
- Недостатньо змащені підшипники – можливі занадто швидкий знос підшипників, заклинювання насоса, його вихід з ладу.
- Недостатньо змащуване або охолоджуване сальникове ущільнення, недостатньо закріплене і т.д. – можливий вихід з ладу сальникового ущільнення, його занадто швидкий знос, заклинювання ротору і т.д.

Небезпечні зони устаткування. Класифікація та призначення засобів захисту

Безпеку треба визначити як стан діяльності, за якого з визначеною ймовірністю виключено прояв небезпек або ж відсутня надзвичайна небезпека. В літературі можна зустріти такі визначення:

- небезпека — негативна властивість живої та неживої матерії, що здатна спричиняти шкоду самій матерії: людям, природному середовищу, матеріальним цінностям;
- небезпека — це умова чи ситуація, яка існує в наколишньому середовищі і здатна призвести до небажаного вивільнення енергії, що може спричинити фізичну шкоду, поранення та /чи пошкодження.

Можна визначити термін «безпека» як стан захищеності особи та суспільства від ризику зазнати шкоди. Або ж Безпека - це збалансований, за

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

експертною оцінкою, стан людини, соціуму, держави, природних, антропогенних систем тощо.

Безпека людини — це поняття, що відображає саму суть людського життя, її ментальні, соціальні і духовні надбання. Безпека людини — невід'ємна складова характеристика стратегічного напрямку людства, що визначений ООН як «сталій людський розвиток», такий розвиток, який веде не тільки до економічного, а й до соціального, культурного, духовного зростання, що сприяє гуманізації менталітету громадян і збагаченню позитивного загальнолюдського досвіду.

Небезпечна зона - це простір, в якому діють постійно або виникають періодично чинники, небезпечні для життя і здоров'я людини. Небезпека локалізована навколо рухомих елементів: ріжучого інструменту, оброблюваних деталей, планшайби, зубчастих, ремінних та ланцюгових передач, робочих столів верстатів, конвеєрів, що переміщуються підйомно-транспортних машин, вантажів і т.д. Особлива небезпека створюється у випадках, коли можливе захоплення одягу або волосся працюючого рухомими частинами обладнання.

Наявність небезпечної зони може бути обумовлено небезпекою поразки електричним струмом, впливу теплових, електромагнітних та іонізуючих випромінювань, шуму, вібрації, ультразвуку, шкідливих парів і газів, пилу, можливістю травмування відлітаючими частинками матеріалу заготовки та інструменту при обробці, вильотом оброблюваної деталі з-за поганого її закріплення або поломки.

Розміри небезпечної зони в просторі можуть бути постійними (зона між ременем і шківом, зона між вальцями і т.д.) і змінними, (поле прокатних станів, зона різання при зміні режиму та характеру обробки, зміна різального інструменту і т. д.) .

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

При проектуванні технологічного устаткування і при його експлуатації необхідно передбачати застосування пристроїв, що або виключають можливість контакту людини з небезпечною зоною, або знижують небезпеку контакту.

Засоби захисту працюючих за характером їх застосування поділяються на дві категорії: колективні, індивідуальні.

Засоби колективного захисту в залежності від призначення поділяються на такі класи:

- нормалізації повітряного середовища виробничих приміщень і робочих місць,
- нормалізації освітлення виробничих приміщень та робочих місць,
- засоби захисту від іонізуючих випромінювань, інфрачервоних випромінювань, ультрафіолетових випромінювань, електромагнітних випромінювань, магнітних і електричних полів, випромінювання оптичних квантових генераторів, шуму, вібрації, ультразвуку, ураження електричним струмом, електростатичних зарядів, від підвищених і знижених температур поверхонь обладнання, матеріалів, виробів, заготовок, від підвищених і знижених температур повітря робочої зони, від впливу механічних, хімічних, біологічних чинників.

Засоби індивідуального захисту в залежності від призначення поділяються на такі класи: ізолюючі костюми, засоби захисту органів дихання, спеціальний одяг, спеціальне взуття, засоби захисту рук, голови, обличчя, очей, органів слуху, засоби захисту від падіння і інші аналогічні засоби, захисні дерматологічні засоби.

Всі вживані у виробництві захисні пристрої можна розділити на наступні основні групи:

- охоронні;

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

- запобіжні;
- блокуючі;
- сигналізуючі;
- системи дистанційного керування; спеціальні пристрої (вентиляція, освітлення, глушники шуму, заземлення);
- індивідуальні захисні засоби (ЗІЗ).

Загальні вимоги до засобів захисту:

- створення оптимальних умов для трудової діяльності
- максимальне зниження небезпек і шкідливостей на робочих місцях, тобто високий рівень захисту;
- облік індивідуальних особливостей устаткування, інструменту, пристосувань або технологічних процесів;
- надійність, міцність, зручність обслуговування машин і механізмів в цілому, включаючи засоби захисту, врахування рекомендацій технічної естетики.

Захисні пристрої - засоби захисту, що перешкоджають попаданню людини в небезпечну зону. Захисні пристрої: стаціонарні (незнімні); рухомі (знімні), переносні. Застосовуються для ізоляції систем привода машин, зон обробки деталей, зон інтенсивного випромінювання, виділення шкідливих ечовин. Конструктивно вирішення цього питання залежить від різновида устаткування, місця роботи працівника, специфіки шкідливих виробничих факторів, що супроводжують технологічний процес.

Стаціонарні огорожі демонтуються лише періодично (зміна робочого інструменту, мастило, перевірка контрольних вимірювань і т.д.). Вони виконуються так, що пропускають оброблювану деталь, але не пропускають руки робочого. Такі огорожі можуть бути повними, коли локалізується небезпечна зона разом із машиною, або частковою, коли ізолюється лише

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

небезпечна частина машини. Прикладом повної огорожі є огорожі розподільчих пристроїв електрообладнання, вентиляторів, корпусу електродвигунів, насосів.

Рухома огорожа закриває доступ в робочу зону при настанні небезпечного моменту (особливо поширено у верстатобудуванні).

Переносні огорожі використовуються при ремонтних і налагоджувальних роботах для захисту від випадкових дотиків до струмопровідних частин, а також від механічних травм і опіків. Крім того, їх застосовують на постійних робочих місцях зварників.

Огорожі виконуються у вигляді зварних і литих кожухів, ґраток, сіток, щитків, екранів, мотузок з прапорцями і т.д.

Запобіжні захисні засоби застосовуються для автоматичного відключення агрегатів і машин при відхиленні контрольованого параметра за межі допустимих значень. На установках, що працюють під тиском більше атмосферного, використовуються запобіжні клапани важіля, пружинного і мембранного типу. У разі утворення вибуху, пожежонебезпечних сумішей, при концентраціях 5-50% від вибухонебезпечної, спрацьовує аварійна вентиляція. При підвищеному тиску в ресиверах застосовують теплові реле, що вимикають двигун при збільшенні температури зріджуваного повітря понад припустимого значення.

У електромагнітних плитах для закріплення оброблюваного матеріалу, підйому і перенесення різних виробів слід передбачити запасну проводку від запасного джерела живлення, обмежувачі руху, кінцеві вимикачі, гальмівні і утримуючі пристрої і т.д. Введення слабкої ланки полягає у внесенні до конструкції технологічного устаткування деталей і вузлів, розрахованих на руйнування (або неспрацьовування) при перевантаженнях (штифти, що зрізають, шпонки, фрикційні муфти, плавкі запобіжники в електроустановках, розривні мембрани і т.д.).

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

Блокуючі пристрої виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону або усувають небезпечний чинник на час перебування людини в цій зоні (механічні, електричні, фотоелектричні, радіаційні, гідравлічні, пневматичні, комбіновані).

Сигналізуючі пристрої - засоби інформації про роботу технологічного устаткування, а також про небезпечні та шкідливі чинники, які при цьому виникають. За призначенням системи сигналізації діляться на: оперативні; попереджуючі; розпізнавальні. За способом інформації: звукові; візуальні; комбіновані; одоризаційні (за запахом, у газовому господарстві).

До сигналізуючих пристроїв візуальної інформації відносять розпізнавальне забарвлення трубопроводів, електропроводів і знаки безпеки.

Трубопроводи фарбують в наступні кольори: для води - зелений; для пари - червоний; для повітря - синій; для горючих і негорючих газів - жовтий; для кислот - оранжевий; для луг - фіолетовий, для горючих рідин - коричневий; для інших речовин - сірий.

Електричні дроти за приналежністю виконують із ізоляцією наступних кольорів:

чорний - для провідників в силових ланцюгах;

червоний - для провідників у ланцюгах керування, вимірювання та сигналізації змінного струму;

синій - для провідників у ланцюгах керування, вимірювання та сигналізації постійного струму;

зелено-жовтий (двобарвний) - для провідників у ланцюгах заземлення;

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

блакитний - для провідників, що сполучені з нульовим дротом і не призначені для заземлення.

Знаки безпеки широко застосовуються практично в усіх сферах діяльності, на транспорті, наприклад:

- ті, що забороняють («не включати - працюють люди»; «крізний проїзд заборонений»);
- застережливі («стій – напруга»; «не влізай - уб'є»; «небезпечний поворот»);
- що вирішують («працювати тут»);
- вказівні («заземлено»).

До засобів індивідуального захисту (ЗІЗ) відносяться: ізолюючі костюми; засоби захисту органів дихання (респіратори, марлеві пов'язки, протигази і ін.); спецодяг (костюми, фуфайки, халати і ін.); спецвзуття (черевики, чоботи і ін.); засоби захисту голови (каска, шапки і ін.); засоби захисту особи, очей, органів слуху; захисні дерматичні засоби.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

Висновки

1. У кваліфікаційній роботі з проектування вільновихрового насоса було обрано СВН типу «Туго» з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 75$ та частотою обертання $n = 1500$ об/хв у якості модельного, його ККД $\eta = 0,48$.
2. Виконано модельний розрахунок проточної частини насоса. Визначено геометричні розміри робочого колеса, підвідних та відвідних пристроїв і вільної камери.
3. Визначено осьову силу, яка діє на ротор, що становить 4242 Н.
4. Розроблено конструкцію імпелерів, які слугують для розвантаження осрової сили. Осьові зусилля, що компенсуються радіальними імпелерами, складає 3933 Н. Результуюче осьове зусилля складає 309 Н і направлене у бік всмоктувального патрубку насоса.
5. Розраховано радіальну силу, що діє на ротор, яка складає 606 Н.
6. Виконано розрахунки на міцність валу, визначні реакції в опорах кронштейна, що становлять 1454 Н і 848 Н.
7. Виконано розрахунки насоса на кавітацію, визначено мінімальний кавітаційний запас, що становить 0,79 м.
8. Обрано тип і конструкцію ущільнення: сальникове ущільнення з 4-ма кільцями набивки і одним кільцем гідрозатворним, що призначене для подачі запірної рідини.
9. Виконано розрахунки шпонкових з'єднань і розрахунок крутного моменту. Для забезпечення з'єднання вала з робочим колесом обрано шпонку з матеріалу Сталь 45, шириною шпонки $b = 10$ мм; висотою шпонки $h = 8$ мм; довжиною шпонки $l = 35$ мм. Для забезпечення з'єднання вала з напівмуфтою обрано шпонку з матеріалу Сталь 45, шириною шпонки $b = 14$ мм; висотою шпонки $h = 9$ мм; довжиною шпонки $l = 40$ мм. У якості муфти обрано МУВП за ГОСТ 21423-93, виконано розрахунки на умови міцності втулок напівмуфти та пальців напівмуфти на згин.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

10. Розроблено 3D модель корпусу та РК СВН 80/25. Маса корпусу $m=45$ кг. Корпус виготовлено з СЧ-20.

11. Розроблено технологічний процес обробки корпусу, виконано МТП (А1).

12. У розділі охорони праці проведено огляд основних небезпечних факторів, пов'язаних з роботою насоса.

13. Виконано робоче креслення робочого колеса, креслення корпусу, складальне креслення насоса, складальне креслення агрегата.

14. Під час виконання даної роботи мною було набуто навички з проектування насоса для заданих параметрів методом модельного перерахунку, визначення гідродинамічних сил в насосі, розрахунку радіальних імпелерів для компенсації осових сил, підбіру типу ущільнення, розрахунку сальникового ущільнення, розрахунків основних елементів насосу на міцність, а саме: валу, шпонкових з'єднань колеса та напівмуфти з ротором, напівмуфти насоса, підбір та перевірка підшипників, створення 3D-моделі корпусу насоса та розроблення маршрутного технологічного процесу його обробки, вивчено питання основних небезпечних факторів, пов'язаних з експлуатацією насосного обладнання, набуто досвід в створенні креслень деталей та складальних креслень.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

Список використаної літератури

1. Жуков А.М. Доцільність використання вільновихрових насосів в умовах транспортування рідин, що містять включення / А.М. Жуков, 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. 267.
2. Котенко О.І. Обґрунтування економічної доцільності використання вільновихрових насосів в рамках стратегії підвищення енергоефективності технологічного процесу / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 31 березня – 1 квітня 2016 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2016. – С. 89–91.
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. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин / А. А. Евтушенко // Технологические системы. – 2002. – № 2 (13). – С. 110–113.
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.

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

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

8. Ржебаева Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие/ Н. К. Ржебаева, Е. Є. Ржебаев. – 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 АИР160S2, АИР160S4, АИР160S6, АИР160S8 [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: http://electronpo.ru/dvigatel_air160s

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

13. Класифікація шкідливих та небезпечних виробничих факторів [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://studfiles.net/preview/5992939/page:2/>

14. Основні поняття та визначення в безпеці життєдіяльності [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://helpiks.org/5-55511.html>

					6.05050205.25БР.000.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85