

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

“Розробка відцентрового насоса на параметри

$Q = 36 \text{ м}^3/\text{ч}, H = 30 \text{ м}$ ”

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

Виконавець роботи **Бруква Тамара Богданівна**

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис, дата)

Науковий керівник

кандидат технічних наук, асистент

(науковий ступінь, учене звання)

Ратушний Олександр Валерійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис, дата)

Суми 2018

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>			
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.					<i>Насос відцентровий К 36-30 Пояснювальна записка</i>	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.							4	95
Реценз.						СумДУ ГМ-41		
Н. Контр.								
Затверд.								

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ

РЕФЕРАТ

ВСТУП.....

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСІВ ТИПУ К.....

2 ОБГРУНТУВАННЯ І ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....

3 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА.....

4 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....

4.1 Визначення основних розрахункових даних

4.2 Проектування робочого колеса

4.2.1 Визначення основних геометричних параметрів.....

4.2.2 Визначення діаметра вхідної кромки.....

4.2.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК.....

4.2.4 Побудова меридіанного перерізу.....

4.2.5 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті.....

4.2.6 Профілювання лопат.....

4.2.7 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу.....

4.2.8 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....

4.2.9 Побудова лопаті в плані.....

4.3 Розрахунок та проектування спірального відводу.....

4.3.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні.....

4.3.2 Розрахунок та проектування спіральної камери.....

4.3.3 Визначення площі проміжних перерізів.....

Змін.	Ар	4.3.4 Розрахунок дифузорові частини відводу.....
Розроб.		

Перевір.	4.3.5 Побудова плану спіралі.....
Реценз.	

Н. Контр.				<i>Пояснювальна записка</i>	СумДУ ГМ-41
Затверд.					

4.4	Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса.....	
4.5	Визначення радіальної сили.....	
4.6	Розрахунок насоса на кавітацію.....	
5	ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА.....	
5.1	Вибір типу ущільнення.....	
5.2	Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	
6	РОЗРАХУНКИ ВТРАТ І ПОВНОГО ККД НАСОСА	
6.1	Гідравлічні втрати.....	
6.2	Об'ємні втрати	
6.3	Механічні втрати.....	
7	РОЗРАХУНКИ ПО ВИБОРУ ДВИГУНА.....	
7.1	Вибір двигуна.....	
7.2	Розрахунок пускової моментної характеристики.....	
8	МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	
8.1	Розрахунок реакцій в опорах вала.....	
8.2	Розрахунок довговічності підшипників.....	
8.3	Розрахунок вала на статичну міцність.....	
8.4	Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом.....	
9	РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	
10	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	
11	ТЕХНОЛОГІЙНИЙ ПРОЦЕС ОБРОБКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	
11.1	Характеристика типу виробництва	
11.2	Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого	

колеса.....																
11.2.1 Технологічність деталі					6.05050205.06БР.000.00ПЗ...											
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата												
Розроб.					<table border="1"> <tr> <td>Літ.</td> <td>Арк.</td> <td>Аркушів</td> </tr> <tr> <td></td> <td>4</td> <td>95</td> </tr> <tr> <td colspan="3">СумДУ ГМ-41</td> </tr> </table>			Літ.	Арк.	Аркушів		4	95	СумДУ ГМ-41		
Літ.	Арк.	Аркушів														
	4	95														
СумДУ ГМ-41																
Перевір.																
Реценз.																
Н. Контр.																
Затверд.					<i>Насос відцентровий К 36-30</i> <i>Пояснювальна записка</i>											

11.2.2	Вибір заготовки та способу її отримання.....
11.2.3	Вибір технологічних баз.....
11.3	Складання технологічного маршруту обробки.....
	ВИСНОВКИ.....
	СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....
	ДОДАТОК А

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ВСТУП

Консольні насоси (типу К) випускають з параметрами:

$$Q = 8,6 - 288 \text{ м}^3/\text{год}; \quad H = 8,7 - 110 \text{ м}; \quad n = 1450 - 3000 \text{ об/хв.}$$

Це найбільш розповсюджена група насосів, призначена для перекачування чистих або злегка забруднених, хімічно нейтральних, не в'язких рідин з температурою до 100°C .

Основні деталі таких насосів виготовляються з сірого чавуну і вуглецевої сталі. Для швидкозношуваних деталей іноді застосовують хромисту і леговану сталі.

Базовою деталлю насоса є опорний кронштейн, в якому на кулькових підшипниках встановлюють вал. До кронштейну шпильками кріплять спіральний корпус, напірний патрубок якого направлений вертикально в гору. При необхідності патрубок можна повернути на кут 90°, 180° та 270° від нормального положення. В корпусі виконують отвори для випуску повітря, зливу води та приєднання манометрів.

На консольному кінці вала кріплять робоче колесо. З боку вихідної воронки колеса корпус закривають кришкою з вхідним патрубком, забезпечуючи осьовий підвід рідини до робочого колеса.

Кінцеве ущільнення сальникового типу, яке при необхідності можливо замінити на торцеве. Незначні осьові зусилля сприймаються кульковими підшипниками. Плаваючий підшипник зі сторони насоса сприймає тільки радіальне навантаження, а зафіксований з боку муфти кульковий підшипник – радіальне та осьове навантаження. Для врівноваження осьового зусилля в насосах потужністю більше ніж 10 кВт виконують розвантажувальні отвори в робочому колесі. Насос з електродвигуном встановлюють на загальній фундаментальній плиті та з'єднують пружною муфтою.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСІВ ТИПУ К

Групу насосів для холодної й гарячої води типу **К** - прийнято називати консольними насосами [6]. Консольні - це класифікаційна ознака насосів по конструктивному виконанню, до яких відносяться різні по типу рідини, що перекачуються, насоси (НК - нафтові консольні, Гр - ґрунтові, ПР - піскові, Х, АХ - хімічні і т.д.).

Консольні насоси типу К - відцентрові насоси з одnobічним підведенням рідини до робочого колеса, яке розташоване на кінці вала електродвигуна. Завдяки своїй конструкції ці насоси широко застосовуються у всіх галузях промисловості, комунальному й сільському господарстві, де необхідний розв'язок завдань водопостачання, опалення, водовідведення та ін. Загальний вид насоса типу К показаний на рис. 1.1.

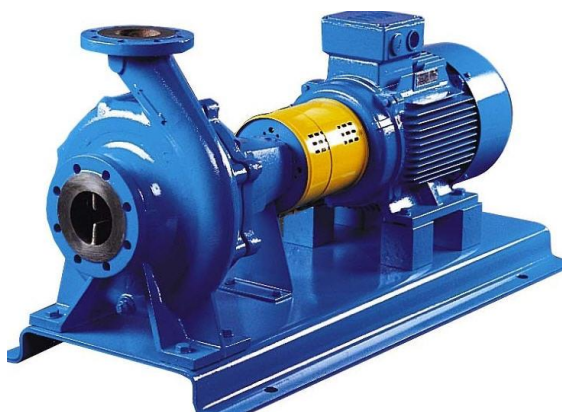


Рисунок 1.1 – Відцентровий насос типу К [7]

Консольний насос серії К призначений для роботи в стаціонарних умовах і перекачування чистої води (не морської) з водневим показником рН у межах від 6 до 9, в умови температур від 5 до 85°C, а при використанні подвійного сальникового ущільнення і до 105°C. Також ці насоси застосовуються для перекачування інших рідин, подібних з водою по хімічній активності, в'язкості і густині.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Рідина, що перекачується цими насосами, не повинна містити волокнистих часток, піску, золи, шлаків і інших включень.

Консольні насоси, які застосовуються для перекачування хімічних рідин різної активності, замість К позначаються як Х, АХ, АХО і т.д. В рідинах, що транспортуються *консольними насосами типу К*, допускається вміст твердих часток до 0,1 % і розміром до 0,2 мм.

На рис. 1.2 наведений розріз насоса К.

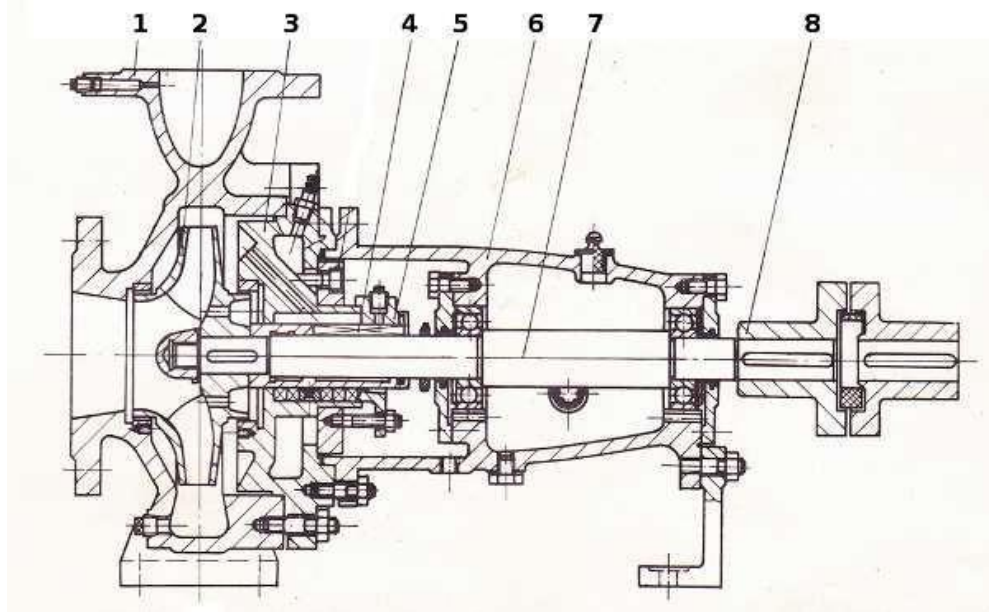


Рисунок 1.2 – Конструкція насоса типу [6] : 1 - корпус насоса, 2 - робоче колесо, 3 - корпус ущільнення, 4 - ущільнення (сальникове або торцеве), 5 - кришка ущільнення, 6 - кронштейн, 7 - вал, 8 - муфта

Насоси типу К – відцентрові, консольні, одноступінчасті, з одnobічним підведенням рідини до робочого колеса. Ущільнення вала насоса - одинарне або подвійне сальникове. Допускається установка торцевого ущільнення. Найбільший надлишковий тиск, що допускається, на вході в насос, для насосів з м'яким сальником, 0,35 МПа (3,5 кгс/см²), з торцевим ущільненням 0,6 МПа (6,0 кгс/см²). Матеріал деталей проточної частини - сірий чавун. У конструкції насосів

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

передбачені отвори для відводу витоків води через сальникове (торцеве) ущільнення.

Насоси виготовляються з подачею від 3 до 480 м³/год і напором від 3,5 до 125 м.

При з'єднанні консольного насоса з електродвигуном використовується пружна муфта, а також опорна лита плита або зварена рама.

Консольні насоси типу К виготовляються у двох виконаннях:

- для води до 80° С (із сальниковим ущільненням);
- для води до 120 ° С (з торцевим ущільненням). Проточну частину насоса (корпус, робоче колесо) виготовляють із сірого чавуну.

Консольні промислові відцентрові насоси, що виготовляються, відповідають міжнародному стандарту ISO 2858-75 “Насоси відцентрові з осьовим входом (номінальний тиск 16,0 бар)”.

Основним конструктивним елементом насоса є робоче колесо (рис. 1.3).



Рисунок 1.3 – Робоче колесо відцентрового насоса [8]

Основне призначення робочого колеса полягає в передачі енергії від обертаючого вала до рідини. Робоче колесо складається з наступних основних елементів: передній або ведучий диск; задній або ведений диск; лопаті, які розташовані між дисками. Лопаті колеса, як правило, мають зігнутість у бік, протилежний напрямку руху робочого колеса.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Відмінною рисою конструкції закритих робочих коліс [9] є те, що лопаті, розташовані між двома дисками, можуть перебувати під різними кутами нахилу. Таке розташування лопаті сприяє підвищеному коефіцієнту корисної дії всього насоса, що у свою чергу, робить відцентрові агрегати з таким типом робочих коліс досить затребуваними. Варто також знати про те, що закриті колеса також розрізняють залежно від способу їх виготовлення: штампування; лиття; клепки; точкового зварювання. Насоси із закритим колесом можуть застосовуватися, як для перекачування чистих, так і забруднених рідин.

Одним з найбільших виробників насосного устаткування (рис. 1.4) в машинобудівному комплексі України є ВАТ «Сумский завод «Насосэнергомаш» [10].



Рисунок 1.4 – Відцентровий консольний насос типу К виробництва ВАТ «Сумский завод «Насосэнергомаш»

Підприємство спеціалізується у виготовленні насосного устаткування для видобутку, транспортування нафти і нафтопродуктів, для теплової й атомної енергетики, сільського господарства, житлово-комунального господарства, водопостачання і водовідведення.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Система менеджменту якості цього підприємства сертифікована на відповідність міжнародному стандарту ISO 9001. На сьогоднішній день «Насосенергомаш» одне з найбільших підприємств України, що здійснюють виробництво насосного устаткування, яке успішно експлуатується в 50 країнах світу.

Насоси типів К, КМ (моноблочні), призначені для роботи в стаціонарних умовах для перекачування чистої води (крім морської), виготовляє і реалізує ТОВ «Торговий дім «Укрнасоссервис». Компанія ТОВ «ВАРНА» випускає відцентрові горизонтальні насоси для систем водопостачання приватних будинків, присадибних ділянок, городів. Насоси виготовляє також ТОВ «Насос Україна» та інші підприємства.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

2 ОБГРУНТУВАННЯ І ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Вихідні данні: подача $Q = 36 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 30 \text{ м}$.

Параметри запропоновані до розробки насоса відповідають ряду одноступінчастих насосів типу К [1]. Відповідно до цього обираємо одноступінчастий насос з закритим робочим колесом.

Для вибору частоти обертання насоса, розрахуємо коефіцієнт швидкохідності [1]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}, \quad (1.1)$$

де n – частота обертання вала, об/хв.;

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{год}$;

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проєктованого насоса дорівнює 1.

При $n = 3000$ об/хв:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{36}}{60 \cdot 30^{\frac{3}{4}}} = 97.$$

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

3 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Насос К 36 – 30 – відцентровий, консольний з осьовим підводом перекачуваної рідини.

Базовою деталлю насоса є литий корпус зі спіральним відводом, напірний патрубок якого направлений вертикально в гору.

Опірні лапи насоса в нижній частині корпуса.

Основними складальними одиницями насоса являються корпус та виймальна частина.

Виймальна частина являє собою самостійну складальну одиницю, дозволяючи проводити її ремонт не від'єднуючи її від корпуса від відвідного та підвідного трубопроводів.

До складу виймальної частини входять: кронштейн, корпус сальника, робоче колесо, вал, напівмуфта насоса, ущільнення вала та кріпильні вироби.

В ущільненні вала використана м'яка сальникова набивка марки АГИ за ГОСТ 5152-84 .

Зажимання набивки в процесі експлуатації здійснюється за допомогою втулки, що складається з двох частин та зажимного фланця. Кільце захищає набивку від видавлювання в порожнину розвантажувальної камери.

Для виключення підсмоктування повітря в порожнину насоса при тиску на вході нижче за атмосферний, для створення нормальних умов його праці до сальника необхідно підводити запираючу воду. Місце підвода води закрите.

Розвантаження ротора від осьових гідравлічних сил забезпечується вибором щільного ущільнення на тильній стороні основного диска робочого колеса. Відвід рідини з розвантажувальної камери здійснюється через отвори в колесі.

Залишкові зусилля сприймаються підшипниками кочення, які являються опорами ротора.

Напрямок обертання ротора насоса – за годинниковою стрілкою, якщо дивитися зі сторони приводу. Передача крутного моменту здійснюється пружної втулково-пальчикової муфти.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

4 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

4.1 Визначення основних розрахункових даних

Вихідні данні: подача $Q = 36 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 30 \text{ м}$; частота обертання $n = 3000 \text{ об/хв.}$; густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт швидкохідності насоса:

$$n_s = 85 < 100.$$

4.2 Проектування робочого колеса

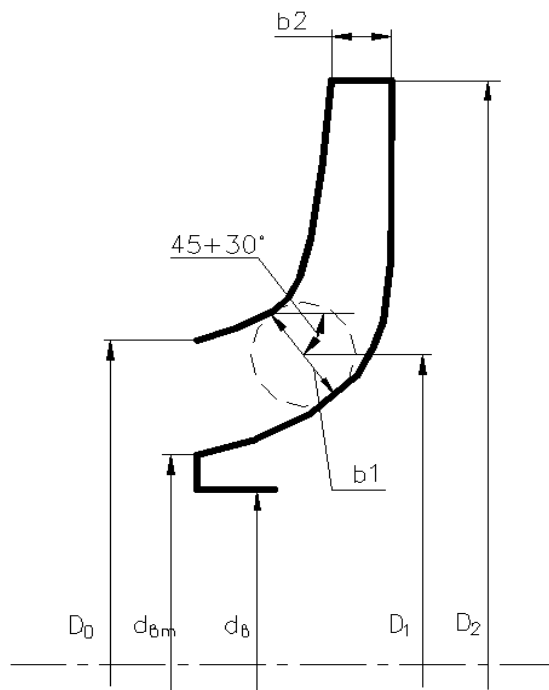


Рисунок 1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q = 36 \text{ [м}^3/\text{год]}$.

Напір: $H = 30 \text{ [м]}$.

Частота обертів ротора: $n = 3000 \text{ [об/хв]}$.

Число ступенів - $i = 1$.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

4.2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}}, \quad (4.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{36}{3600}}}{\left(\frac{30}{1}\right)^{3/4}} = 85,4$$

Напір ступені:

$$H_{ст} = \frac{H}{i}, \quad (4.2)$$

$$H_{ст} = \frac{30}{1} = 30 \text{ [м]}$$

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

$$D_{1пр} = K_{вх} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}}, \quad (4.3)$$

Де $K_{ex} = 3,5 \div 5,0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса

Приймаємо $K_{вх} = 4,5$ для проміжних ступенів насоса

$$D_{1пр} = 4,5 \cdot \sqrt{\frac{36}{3000 \cdot 3600}} = 0,067 \text{ [м]}$$

Визначення повного ККД насоса:

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

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

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-(2/3)}}, \quad (4.4)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 85,4^{-(2/3)}} = 0,966$$

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

$$\eta_r = \frac{0,42}{[\lg D_{1пр} - 0,172]^2}, \quad (4.5)$$

$$\eta_r = \frac{0,42}{[\lg 67 - 0,172]^2} = 0,847$$

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

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^2}, \quad (4.6)$$

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 85,4^2} = 0,899$$

Зовнішній механічний ККД задаємося $\eta_{мех} = 0,95 \div 0,99$.

Приймаємо $\eta_{мех} = 0,99$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_r \cdot \eta_{мех'} \cdot \eta_{мех}, \quad (4.7)$$

$$\eta = 0,966 \cdot 0,847 \cdot 0,899 \cdot 0,99 = 0,728$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{рк} = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (4.8)$$

$$Q_{рк} = \frac{36}{0,966} = 37,26 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_T = \frac{H_{ст}}{\eta_r}, \quad (4.9)$$

$$H_T = \frac{30}{0,847} = 35,4 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta}, \quad (4.10)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 36}{0,728 \cdot 3600} = 4042 \text{ [Вт]} = 4,0 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{max} = N \cdot 1,1, \quad (4.11)$$

$$N_{max} = 4,0 \cdot 1,1 = 4,5 \text{ [кВт]}$$

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

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (4.12)$$

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

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

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n}, \quad (4.13)$$

$$M = \frac{30 \cdot 4500}{3,14 \cdot 3000} = 14,2 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Допустиме навантаження на кручення приймаємо

$$[\tau] = 150 \cdot 10^5 [\text{Н/м}^2] \quad [2]$$

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14,2}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,017 [\text{м}]$$

Приймаємо $d_B = 20 [\text{мм}]$

Визначення діаметра втулки за формулою [3]:

$$d_{\text{вТ}} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B, \quad (4.14)$$

$$d_{\text{вТ}} = 1,35 \cdot 0,02 = 0,027 [\text{м}]$$

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

$$D_{\text{1пр}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\text{вТ}}^2}, \quad (4.15)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{1пр}}^2 + d_{\text{вТ}}^2} = \sqrt{0,067^2 + 0,027^2} = 0,072 [\text{м}]$$

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

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_{\text{1пр}}^2}, \quad (4.16)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 37,26}{3,14 \cdot 0,067^2} = 2,92 [\text{м/с}]$$

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

4.2.2 Визначення діаметра вхідної кромки

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

Орієнтовно приймають, що $D_1 = 0,95 \cdot D_0 = 0,072 \cdot 0,95 = 0,069$ [м]

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

$$V_{1m'} = V_0 = 2,92 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1, \quad (4.17)$$

де $\psi_1 = 1,15 \dots 1,30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 2,92 \cdot 1,29 = 3,76 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (4.18)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (4.19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,069 \cdot 3000}{60} = 10,81 \text{ [м/с]}$$

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

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

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,76}{10,812 - 0} = 19,2^\circ,$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta, \quad (4.20)$$

$$\beta_1 = 19,2 + 6 = 25,2^\circ$$

Кут $\beta_1 = 15^\circ \dots 30^\circ$ повинен бути в інтервалі $15-30^\circ$. Кут атаки

$\Delta\beta = 3^\circ \dots 8^\circ$ вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей.

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей $z = 5 \dots 8$.

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК $S_1 = 2 \dots 10$ [мм] при $D_2 = 150 \dots 500$ [мм]. Товщина лопаті на виході з РК S_2 часто приймається рівною S_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК - сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = S_2 = 3$ [мм], а число лопатей $z = 7$.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}}, \quad (4.21)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0345 \cdot \sin 25,2}} = 1,1296$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,29 - 1,1296| = 0,006$

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

$$\beta_1 = 15 \dots 30^0; \psi_1 = 1,15 \dots 1,3.$$

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{РК}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}}, \quad (4.22)$$

$$b_1 = \frac{37,26/3600}{3,14 \cdot 0,069 \cdot 3,76} = 0,013 \text{ [м]}$$

3.2.1 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 при ($z = \infty$) може бути визначене із основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1u} = 0$ и $V_{2u} = 0.5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\text{ст}}}}{n}, \quad (4.23)$$

де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 30}}{3000} = 0,155 \text{ [м]}$$

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

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

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

$$V'_{2m} = (0,5 \dots 1,0) \cdot V_{1m}, \quad (4.24)$$

$$V'_{2m} = 0,74 \cdot 3,76 = 2,78 \text{ [м/с]}$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V'_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right), \quad (4.25)$$

де W_1 - відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

W_2 - відносна швидкість на виході з робочого колеса, м/с;

ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,1$;

V_{2m} - медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями,

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m} = 1,1 \cdot 2,78 = 3,06 \text{ [м/с]}.$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 10 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3 \quad (4.26)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 85,4 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 85,4^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot 85,4^3 = 1,395$$

тоді,
$$\beta_2 = \arcsin \left(1,395 \cdot \frac{1,1}{1,29} \cdot \frac{3,06}{3,76} \cdot \sin 25,2^\circ \right) = 22,34^\circ$$

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

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

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1}, \quad (4.27)$$

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

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot K_z}, \quad (4.28)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{U_2}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2, \quad (4.29)$$

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

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

$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,155 \cdot 3000}{60} - \frac{2,78}{\operatorname{tg} 22,34} = 17,62 \text{ [м/с]}$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_2 = \frac{3,06}{2 \cdot \operatorname{tg} 22,34} + \sqrt{\left(\frac{3,06}{2 \cdot \operatorname{tg} 22,34}\right)^2 + 9,81 \cdot 35,43 + 0 \cdot 10,81} = 26 \text{ [м/с]}$$

$$K_z = 1 - \frac{26}{17,62} \cdot \frac{3,14}{7} \cdot \sin 22,34 = 0,744$$

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$H_{T\infty} = \frac{30}{0,847 \cdot 0,744} = 47,62 \text{ [м]}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}, \quad (4.30)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 26}{3,14 \cdot 3000} = 0,165 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_2 = 170 \text{ [мм]}$.

Уточнюємо значення ψ_2 :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}}, \quad (4.31)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,085 \cdot \sin 22,34}} = 1,108$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,1 - 1,108| = 0,002$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}, \quad (4.32)$$

$$b_2 = \frac{37,26/3600}{3,14 \cdot 0,17 \cdot 3,06} = 0,0073 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_2 = 8 \text{ мм}$.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

4.2.3 Побудова меридіанного перерізу

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса:

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2), \quad (4.33)$$

$$F_0 = \frac{3,14}{4} \cdot (72^2 - 27^2) = 3497$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{\text{ВЫХ}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (4.34)$$

$$F_{\text{ВЫХ}} = 3,14 \cdot 170 \cdot 8 = 4270$$

Проміжних:

$$F_i = \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (4.35)$$

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

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 1) по даним таблиці будуємо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

Для робочих коліс с $n_s \leq 100$ рекомендується кількість потоків $k = 2$, кількість розрахункових перерізів (ліній току) $n = 3$.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Нариси ліній току знаходять методом послідовних наближень з запропонованого рівно швидкісного потоку, що відповідає постійності меридіальної швидкості вздовж даної нормалі.

Витрати через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, m^3 / c :

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.т.} \cdot l)_k \quad (4.36)$$

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

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

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

$$r_{ц.т.} \cdot l = const \quad (4.37)$$

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

Таблиця 1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	22,5	24,75	0	3497
2	22,14	25,95	10,22	3608
3	19,5	31,2	18,38	3821
4	15,1	41,1	23,68	3897
5	12,6	50,1	25	3964
6	10,5	62	25,8	4088
7	8	85	27,15	4270

За даними таблиці 1 будуюмо графік зміни площ меридіанного перерізу

РК

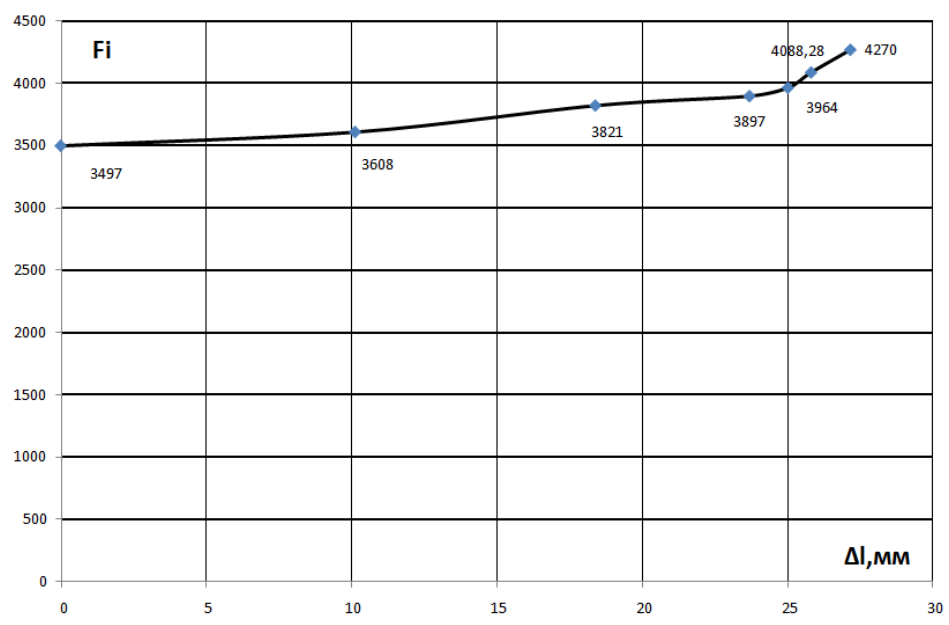


Рисунок 2- Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

4.2.5 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

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

Практика доводить, що розрахунок РК при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно проводити таким чином, щоб вони поділяли меридіанний перетин РК на ділянки, по яких протікала би однакова витрата енергії. Кількість таких ділянок залежить від n_s . При $n_s < 100$: $k=2$; $n=3$, де k – кількість потоків; n – кількість ліній струму. Розбивка ліній струму представлена на рис.3.

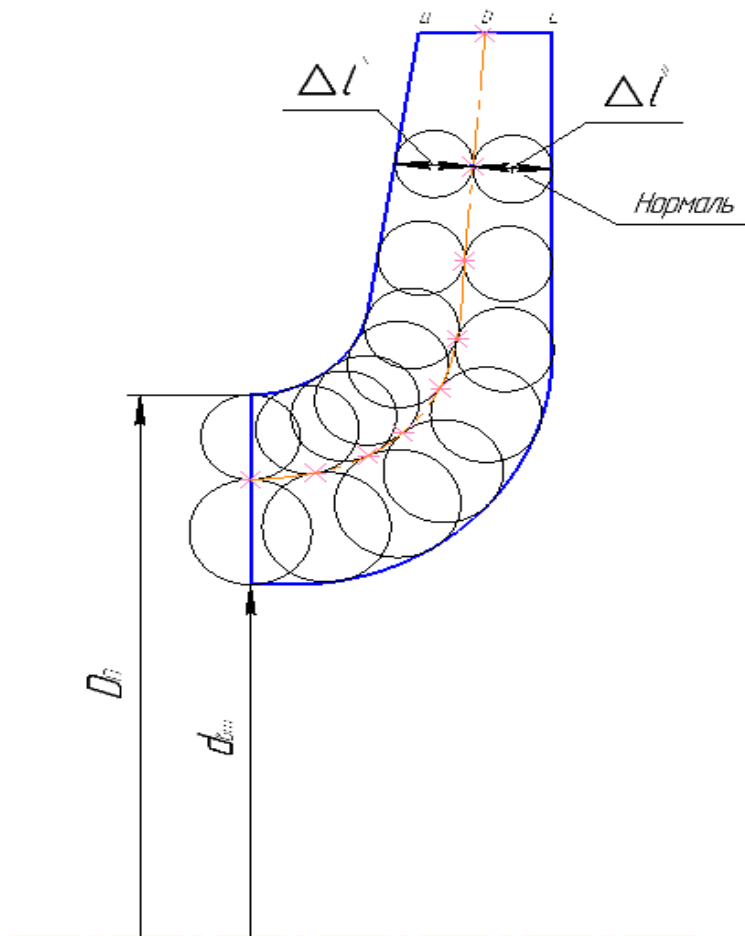


Рисунок 3 – Побудова лінії току

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

4.2.6 Профілювання лопаті

Найбільш розповсюджений спосіб профілювання лопатей – метод конформного відображення поверхні струму на поверхню обертання, що розгортається, (циліндр).

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

- будують конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні струму;
- профілюють поверхні лопаті на розгорненні циліндра;
- будують меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК і лопаті в плані.

Сітка на розгорненні циліндра, що відображає, утвориться системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно ΔS і ΔL .

$$\Delta L = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{C} = \text{const}, \quad (4.38)$$

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

C - константа, приймаємо $C = 10$.

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

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi, \quad (4.39)$$

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

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

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

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

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

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покриваючий диск;

c – середньовитратна лінія струму;

b – основний диск

На відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{срi}}{\Delta l} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = 10 = const, \quad (4.40)$$

де $r_{срi}$ - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис. 3).

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профілюється з обліком наступних основних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті β , на кожній розрахунковій лінії струму, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;
- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату β по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, обумовленій на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5t$,

де t - лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{к.ц.}}{z}, \quad (4.41)$$

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

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\theta \geq 1,5 \cdot t^0 \quad (4.42)$$

де $t^0 = 360/z$,

$$t^0 = \frac{360}{5} = 72^\circ$$

$$110^\circ > (1,5 \cdot 72 = 108^\circ)$$

Паралелі точок а, в ,с для кожної лінії струму визначають відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму проводиться за допомогою властивості конформного відображення у залежності:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i}, \quad (4.43)$$

де x_i - відстань від поточної паралелі до потрібної точки вхідної кромки на конформній діаграмі;

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

Розрахунок по розбивці ліній току на відрізки проводимо в табличній формі.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Таблиця 2 – Покриваючий диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r_{ц.м.}$ мм	81	73,3	66,5	60	54,4	49	45	42	39
Δl	8,1	7,33	6,65	6	5,44	4,9	4,5	4,2	3,9
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 3 – Середня лінія

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$r_{ц.м.}$ мм	81	73,3	66	60	54,3	49	44,4	40	37	34
Δl	8,1	7,33	6,6	6	5,43	4,9	4,44	4	3,7	3,4
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 4 – Основний диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$r_{ц.м.}$ мм	81	73,2	66,3	60	54,2	49	44,4	40	36,3	33	30
Δl	8,1	7,32	6,63	6	5,42	4,9	4,44	4	3,63	3,3	3
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

4.2.7 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу a,b,c.

Визначимо окружну швидкість по формулі:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{вх}} \cdot n}{60}, \quad (4.44)$$

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

Струйка a:

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,079 \cdot 3000}{60} = 12,4 \text{ [м/с]}.$$

Струйка b:

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,069 \cdot 3000}{60} = 10,8 \text{ [м/с]}.$$

Струйка c:

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,0575 \cdot 3000}{60} = 9,03 \text{ [м/с]}.$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК без урахування стиснення по формулі:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (4.45)$$

Струйка a:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{3,76}{12,4 - 0} = 17^\circ$$

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Струйка b:

$$\beta_{1nb} = \operatorname{arctg} \frac{3,76}{10,8 - 0} = 19,2^\circ$$

Струйка c:

$$\beta_{1nc} = \operatorname{arctg} \frac{3,76}{9,03 - 0} = 22,6^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta, \quad (4.46)$$

$$\beta_{1a} = 17 + 3 = 20^\circ$$

$$\beta_1 = 19,2 + 6 = 25,2^\circ$$

$$\beta_1 = 22,6 + 7,4 = 30^\circ$$

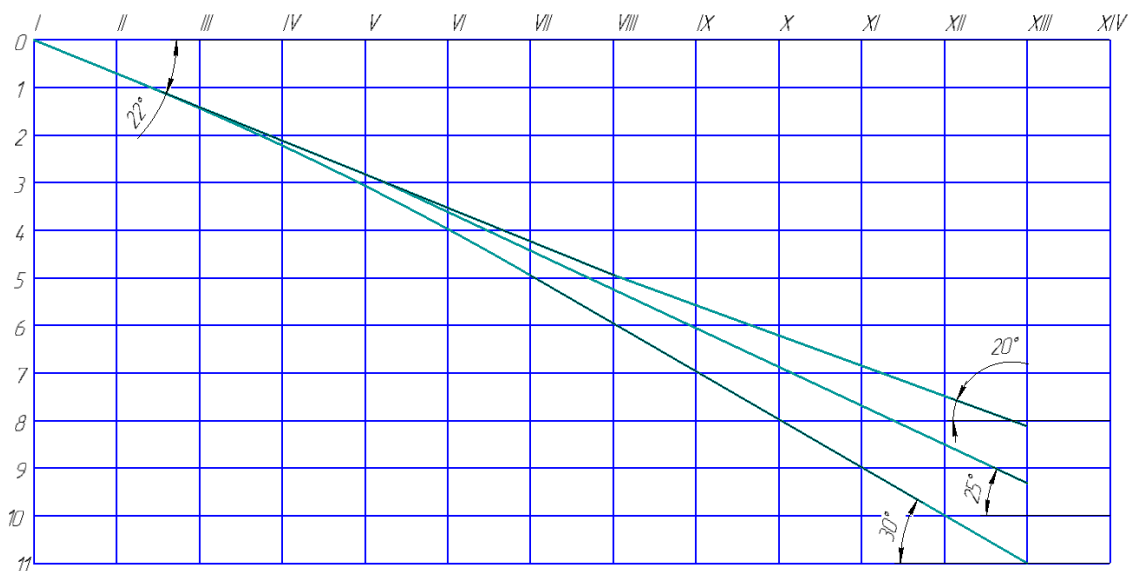


Рисунок 4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра
(комфортна діаграма)

4.2.8 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанними лініями називають лінії перетину поверхні лопаті, що проходять через ось робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі комфортної діаграми.

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

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

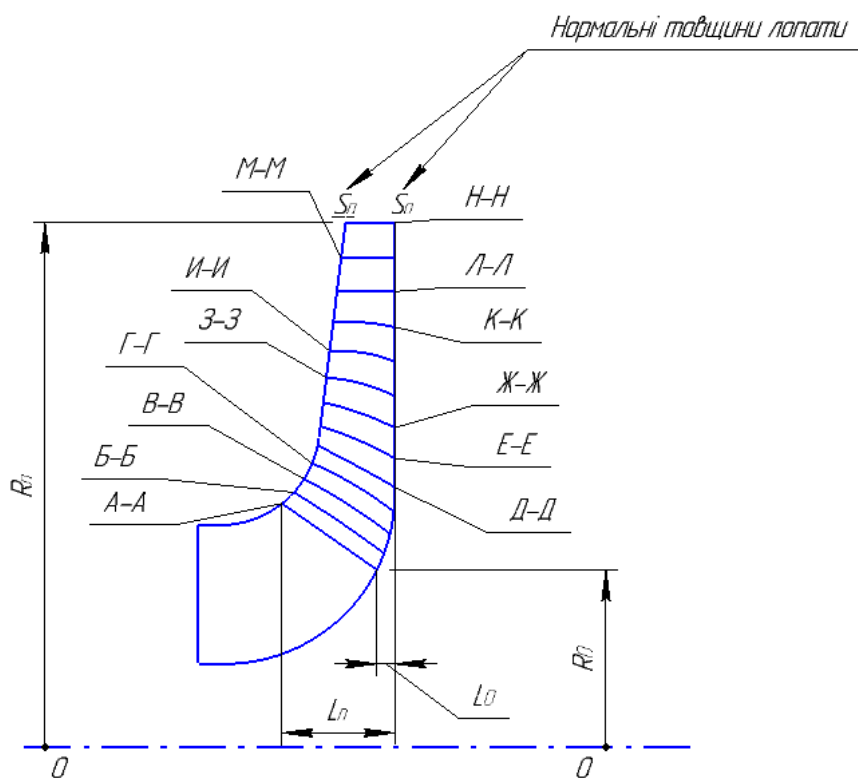


Рисунок 5 Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

4.2.9 Побудова лопаті в плані

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

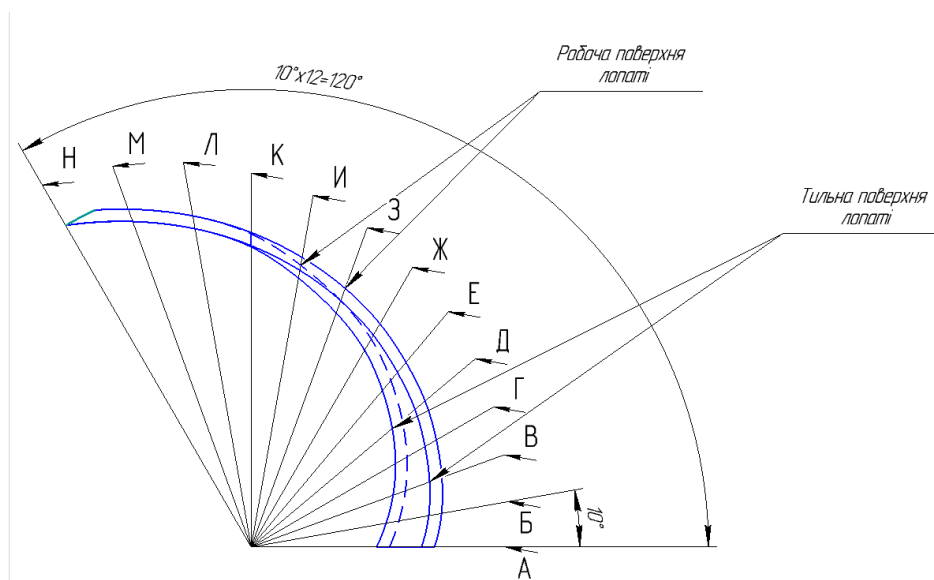


Рисунок 6 Лопать в плані

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

4.3 Розрахунок та проектування спірального відводу

4.3.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні

Подача насоса	$Q = 36$ [м ³ /год]
Напір ступені насоса	$H = 30$ [м]
Частота обертів ротора:	$n = 3000$ [об/хв].
Коефіцієнта швидкохідності	$n_s = 85,4$
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 0,847$
Зовнішній діаметр р.к.	$D_2 = 170$ [мм]
Ширина р.к. на виході	$b_2 = 8$ [мм]

4.3.2 Розрахунок та проектування спіральної камери

4.3.2.1 Визначення діаметру початкового кола D_3 та ширини входу в спіраль b_3

Розміри D_3 та b_3 є постійними для спіральної камери.

Діаметр початкового кола D_3 рекомендовано вибирати при умовах мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між р.к. та відводом та мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові задовольняє наступний вираз для D_3 :

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) \cdot R_2 , \quad (4.47)$$

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 85,4) \cdot 0,085 = 0,092 \text{ [м]}$$

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

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Для визначення b_3 рекомендовані наступні залежності:

$$b_3 = m \cdot b_2 \quad (4.48)$$

де $m = 1,75$

$$b_3 = 1,75 \cdot 0,008 = 0,014 \text{ [м]}$$

4.3.2.2 Нахил бокових стінок може задаватися відношенням a/h та кутом γ

$a/h = 0,2 \div 0,3$ в розрахунковому перерізі $n_s = 50 - 60$.

$a/h = 0,25 \div 0,4$ в розрахунковому перерізі $n_s > 80$.

Приймаємо $a/h = 0,3$, Радіус заокруглення r' рекомендують визначати з умов:

$$r' = (0,5 \dots 0,7) \cdot b_3 \quad (4.49)$$

$$r' = 0,5 \cdot 14 = 7 \text{ [мм]}$$

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

Таблиця 8.1 – Залежність кута обхвату спіралі від коефіцієнту швидкохідності

n_s	50-70	70-90	90-110	110-130	130-150	150-180	180-210	210-240	>240
$\varphi_{\text{сп}}$, град.	360	350	345	340	335	330	325	320	315

4.3.2.4 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{\text{сп.розр.}}$

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

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{\varphi_{\text{сп}}}{360} \cdot \frac{\pi \cdot \eta_{\Gamma} \cdot n \cdot Q}{30 \cdot H \cdot g}, \quad (4.50)$$

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{350}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,847 \cdot 3000 \cdot 36}{30 \cdot 30 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,008786 \text{ [м]}$$

4.3.2.5 Визначення площі розрахункового перерізу

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графологічний метод. Розрахунок зручно виконувати в табличній формі.

В таблиці ΔQ_i визначається по формулі:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{\text{сп}}}, \quad (4.51)$$

де $\Delta r_i = 7$ [мм].

4.3.2.6 Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса

$$K_2 = \frac{30 \cdot H \cdot g}{\pi \cdot \eta_{\Gamma} \cdot n}, \quad (4.52)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 30 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,847 \cdot 3000} = 1,11 \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

Значення переносимо з меридіанного перерізу спіралі при відповідних значеннях $\cdot \Delta r_i = 7$ [мм]. Кінцевим для розрахунку є значення $\sum Q_i > Q$.

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця 3.2 - Побудова меридіанних перерізів спіралі.

№	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	92	14	0,152	0,173	0,00134	0,00138
2	99	19,1	0,193			
3	106	24,2	0,228	0,211	0,00164	0,00307
				0,244	0,0019	0,00502
4	113	29,3	0,26	0,274	0,00213	0,00721
				0,299	0,00232	0,0096
5	120	34,4	0,287	0,322	0,0025	0,0122
				0,311		
6	127	39,5	0,311			
7	134	44,6	0,333			

По табличним даним будується графік $Q = f(r)$. По осі Q відкладаємо $Q = Q_{роз.}$ і радіус H_8 буде відповідати розрахунковому, а площа трапеції на меридіанному перерізі - площі розрахункового перерізу $F_{роз.}$.

Будуємо приведену площу $F_{роз.}$. Критерієм правильності визначення $F_{роз.}$ є умова:

$$(0,95 \dots 1,0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.} \quad (4.53)$$

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

$$(0,95 \dots 1,0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.} = \frac{F_{пр}}{\rho} \quad (4.54)$$

Де ρ – полюсна відстань. Для простоти побудови прийmemo

$$\rho = R_3 = 92[\text{мм}].$$

$F_{пр} = 805,0 [\text{мм}^2]$ – приведена площа.

Тоді:

$$A_{сп.розр.} = \frac{805}{92} = 4,891 [\text{мм}] = 0,00875 [\text{м}]$$

Тоді

$$\frac{A_{сп.розр.}}{A_{сп.граф.}} = \frac{0,00875}{0,008786} = 0,996$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

4.3.3 Визначення площі проміжних перерізів

Площа проміжних перерізів визначається графічним способом, використовуючи графік $Q = f(r)$. Для цієї ділянки прямої осі від до ділимо на 8 рівних частин, а потім побудовою отримуємо відповідні проміжні перерізи трапеції.

4.3.4 Розрахунок дифузорові частини відводу

4.3.4.1 Дифузор починається від розрахункового перерізу 8 та закінчується напірним патрубком $D_{\text{вих}}$

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}}, \quad (4.55)$$

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

Приймаємо $V_{\text{вих}} = 5$ [м/с], тоді:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 36}{3,14 \cdot 2 \cdot 3600}} = 0,08 \text{ [м]}$$

Згідно рекомендацій корегуємо $D_{\text{вих}}$ згідно рекомендацій та приймаємо $D_{\text{вих}} = 80$ мм.

4.3.4.2 Довжина дифузора повинна знаходитись з умов мінімальних гідравлічних втрат

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \cdot \arctg\left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot L}\right), \quad (4.56)$$

де $\varepsilon_{\text{опт}} = 8 \dots 10^\circ$ – кут конусності дифузора. Приймаємо $\varepsilon_{\text{опт}} = 10^\circ$.

$d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр розрахункового переізу.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi}}, \quad (4.57)$$

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00098}{3,14}} = 0,035[\text{м}]$$

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{опт}}}{2}\right)} \quad (4.58)$$

$$L = \frac{0,08 - 0,035}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{10}{2}\right)} = 0,258[\text{м}]$$

Приймаємо $L = 0,260[\text{м}]$.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

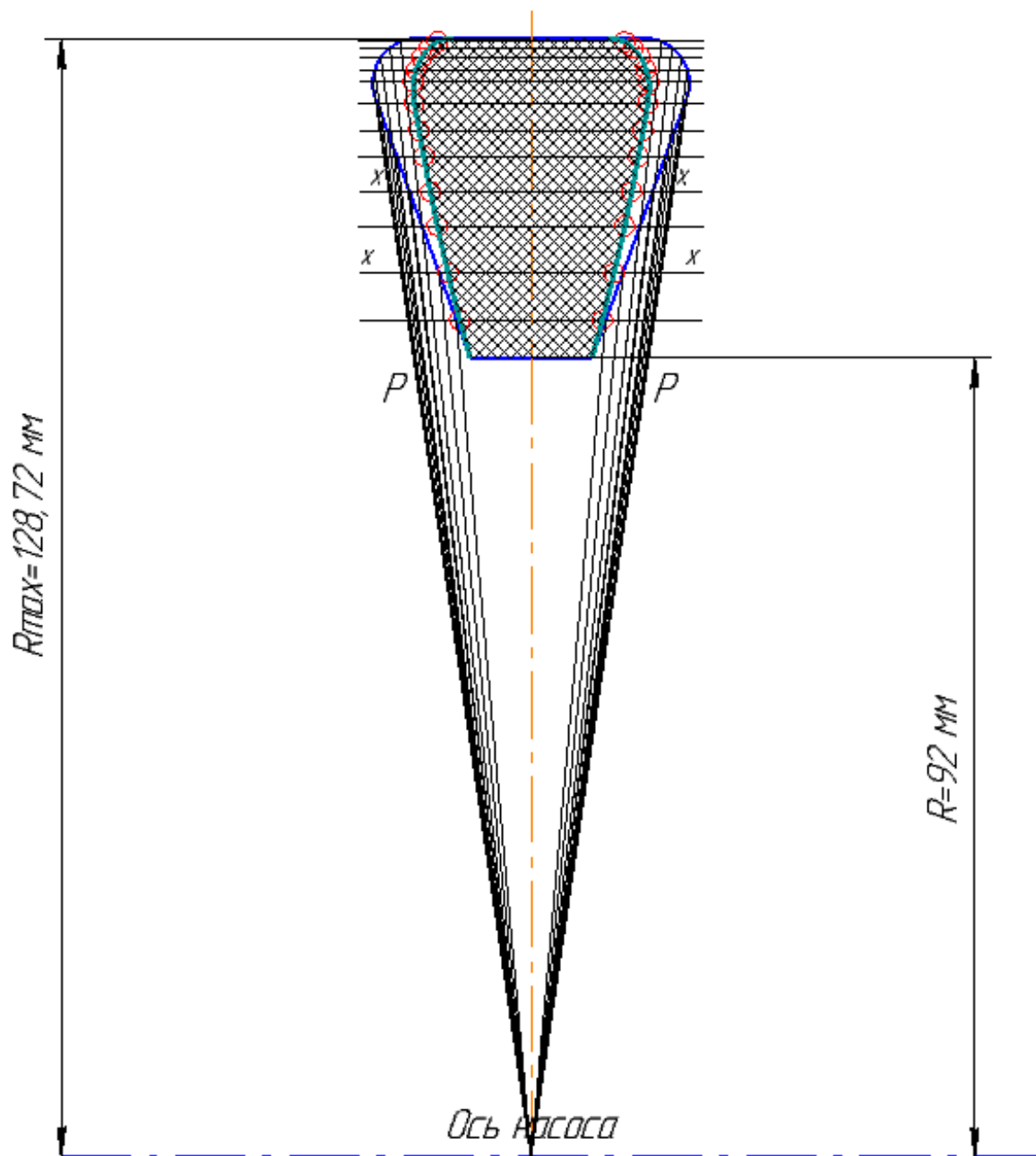


Рисунок 8 – Побудова приведенного перерізу

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

4.3.5 Побудова плану спіралі

План спіралі будується за такою послідовністю: від початку кола відкладають відповідні висоти, отримані точки з'єднують дугами різних радіусів, дуга кожного радіусу повинна без перегинів спрягатися з дугою наступного.

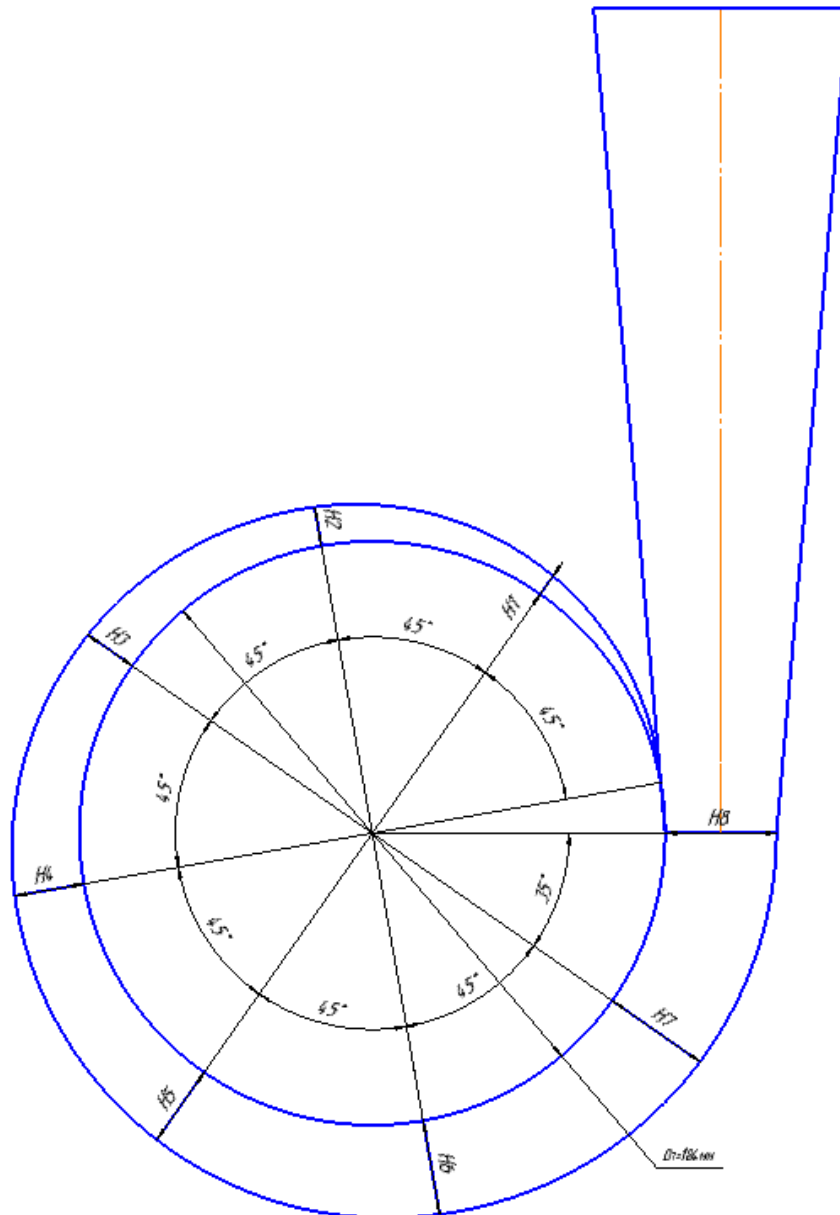


Рисунок 9 – План спірального відводу

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

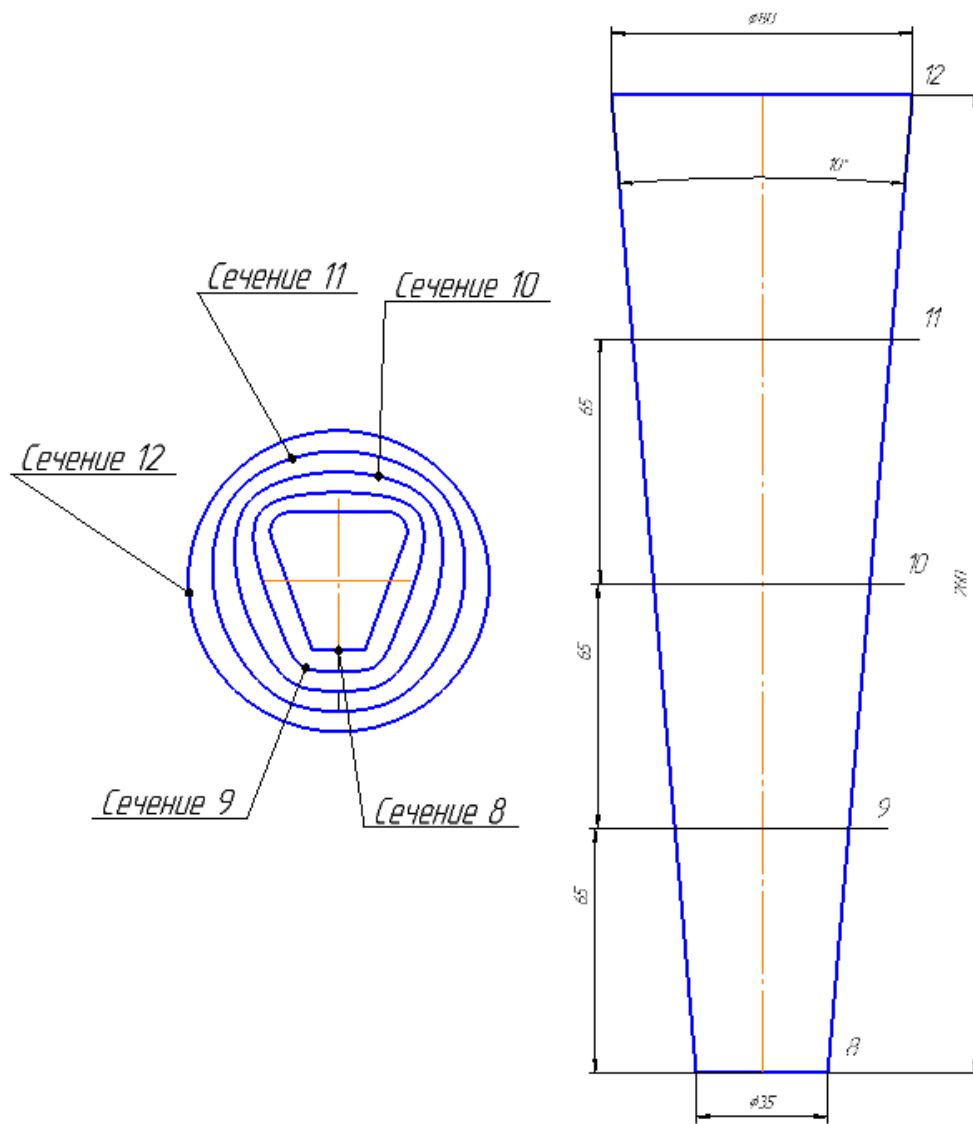


Рисунок 10 Дифузорна частина відводу

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

4.4 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

Осьова гідравлічна сила складається з суми неврівноважених сил, діючих на ротор насоса в осьовому напрямку.

Для врівноваження осьової сили в насосі застосовано симетричне ущільнення по обидва боки робочого колеса і виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск в порожнинах А та Б перед та за коліном (рис. 4.1).

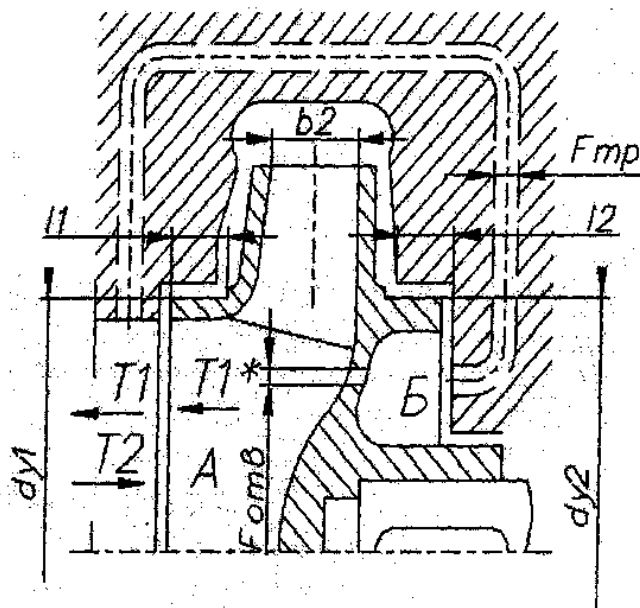


Рис. 4.1 – Схема дії осьових сил в насосі.

Проте повне врівноваження осьових сил не забезпечується. Залишається не врівноважена від аварійного зношування ущільнення T_1^* та сила T_2 , що виникає в наслідок зміни напрямку руху рідини робочому колесі.

При аварійному зношуванні ущільнення виникає додаткова осьова сила T_1^* , направлена в бік всмоктування. Ця сила буде дорівнювати [1].

$$T_1^* = \pi \cdot (r_2^2 - r_{y1}^2) \cdot \gamma \cdot \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2 \cdot r_2^2} - 2 \right), \quad (4.59)$$

З креслення робочого колеса: $r_{y1}^2 = 0,040\text{м}$; $r_2 = 0,085\text{м}$.

									Арк.
									48
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.05050205.06БР.000.00ПЗ				

Окружна швидкість на виході робочого колеса:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (4.60)$$

$$u_2 = \frac{3,14 \cdot 0,085 \cdot 3000}{60} = 13,345 \text{ м/с};$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,085^2 - 0,040^2) \cdot 9810 \cdot \frac{13,345^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,085^2}{0,085^2 - 0,040^2} \cdot \ln \frac{0,085^2}{0,040^2} + \frac{0,085^2 + 0,040^2}{2 \cdot 0,085^2} - 2 \right) = 211,9 \text{ Н}$$

По вісі насоса також діє сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на рідину, а також зміною осьового напрямку його руху на радіальне.

Сила T_2 дорівнює [1]:

$$T_2 = B \cdot \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (4.61)$$

де $B = 1$ – для радіальних коліс;

v_0 – швидкість на виході в робоче колесо, м/с.

Швидкість v_0 :

$$v_0 = \frac{Q}{S}, \quad (4.62)$$

де S – площа вихідного перетину колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{\text{вТ}}^2)}{4}, \quad (4.63)$$

де D_0 – діаметр входу в колесо; $D_0=0,072\text{м}$.

$d_{\text{вТ}}$ -діаметр втулки; $d_{\text{вТ}}=0,027\text{м}$.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,072^2 - 0,027^2)}{4} = 0,00349 \text{ м}^2$$

$$v_0 = \frac{36}{3600 \cdot 0,00349} = 2,86 \text{ м/с}$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 36 \cdot 2,86}{3600 \cdot 9,81} = 28,6 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо

$$T = T_1^* - T_2, \quad (4.64)$$

$$T = 211,9 - 28,6 = 183,3 \text{ Н.}$$

4.5 Визначення радіальної сили

Для визначення сили в відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу:

$$R = K_R \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (4.65)$$

де K_R - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили

D_2 - Зовнішній діаметр робочого колеса;

$D_2 = 0,170 \text{ м};$

b_2 - ширина колеса на виході, що включає в себе товщину його дисків;

$b_2 = 0,014 \text{ м.}$

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 85,4$, $K_R = 0,24$

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,24 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 0,17 \cdot 0,014 = 168,1 \text{ Н.}$$

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

4.6 Розрахунок насоса на кавітацію

Кавітаційні якості насоса залежать від основних геометричних розмірів робочого колеса і фізичних властивостей рідини.

Мінімальний кавітаційний запас визначаємо за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}, \quad (4.66)$$

де λ_1 та λ_2 – коефіцієнти;

v_0 - середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо;

W – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті насоса.

Для насосів при без ударному вході на лопаті колеса коефіцієнти λ_1 та λ_2 приймаємо:

$$\lambda_1 = 1,2; \lambda_2 = 0,3.$$

Швидкість $v_0 = 2,86 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Відносна швидкість на вході:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 \cdot v_{m1}^2}, \quad (4.67)$$

де U_1 - окружна швидкість на вході в колесо;

v_{m1} - меридіональна складова абсолютної швидкості.

Окружна швидкість на вході колеса:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (4.68)$$

де D_1 - діаметр середньої точки на вході в колесо;

$$D_1 = 0,95D_0$$

$$D_1 = 0,95 \cdot 0,072 = 0,068 \text{ м};$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,068 \cdot 3000}{60} = 10,8 \text{ м/с}$$

Меридіональна складова абсолютної швидкості v_{m1} :

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0; \quad (4.69)$$

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Де $\psi_1 = 1,15 - 1,3$ – коефіцієнт стиснення на вході в колесо.

При $\psi_1 = 1,15$:

$$v_{m1} = 1,15 \cdot 2,86 = 3,29 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$W_1 = \sqrt{10,8^2 + 3,29^2} = 11,29 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{2,86^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{11,29^2}{2 \cdot 9,81} = 2,45 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт бистрохідності:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}, \quad (4.70)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{36}}{60 \cdot 2,45^{\frac{3}{4}}} = 861$$

Отримане розрахункове значення $C = 861$ показує, що насос має хороші кавітаційні якості.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

де i - кількість кілець набивки, шт. ($i = 4$ шт),

S – товщина кільця набивки

$$L = 4 \cdot 8 = 32 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 5152-84 обираємо сальникову набивку АГИ 8x8.

5.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначимо втрати потужності в сальнику[1]:

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \cdot \left(1 - e^{-2af\frac{l}{s}}\right), \quad (5.3)$$

де r - радіус натискної втулки, см.

$$r = \frac{d}{2} = 3,5 \text{ см},$$

де n - частота обертання вала, об/хв;

σ - контактне напруження між набивкою і валом, кг/см²;

l - довжина пакета сальникової набивки;

$a = 0,5$ коефіцієнт;

f - коефіцієнт тертя набивки ($f = 0,01 - 0,1$);

Контактне напруження:

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (5.4)$$

де l - довжина пакета ($l = 3,2$ см)

$f = 0.05$ – коефіцієнт тертя;

S – товщина кільця набивки, см ($S = 0,8$ см);

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 1,5$ кг/см²).

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 2,25^2 \cdot 0,8 \cdot 1,83 \cdot \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \frac{3,2}{0,8}}\right) = 0,139 \text{ кВт.}$$

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

6 РОЗРАХУНКИ ВТРАТ І ПОВНОГО ККД НАСОСА

Втрати в лопатевому насосі розподіляють на гідравлічні, об'ємні та механічні.

6.1 Гідравлічні втрати

Гідравлічні втрати – це сумарні втрати при русі рідини по водопровідним каналам. Їх умовно можливо поділити на дві категорії: втрати на тертя при русі рідини в проточній частині насоса та втрати на вихроутворення, пов'язані з відривом потоку при обтіканні різних елементів робочих органів насоса [1].

Гідравлічний к.к.д. визначають за формулою Ломакіна:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1\text{пр}} - 0,172)^2}, \quad (6.1)$$

де $D_{1\text{пр}}$ - приведений діаметр, мм

$$D_{1\text{пр}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\text{вТ}}^2},$$

$$D_{1\text{пр}} = \sqrt{0,072^2 - 0,027^2} = 0,067 \text{ м};$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 67 - 0,172)^2} = 0,847.$$

6.2 Об'ємні втрати

Об'ємні втрати можливо поділити на внутрішні та зовнішні. До внутрішніх відносять втрати на протікання через рідини гідравлічні ущільнення між нерухомими та обертаючими елементами насоса; до зовнішніх втрат відносять протікання в кінцевих ущільненнях на виході вала з корпусу насоса.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Для оцінки очікуваного об'ємного к.к.д. насоса можна використовувати формулу[1]:

$$\frac{1}{\eta_o} = 1 + 0,68 \cdot n_s^{-\frac{2}{3}}, \quad (6.2)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 85,4^{-\frac{2}{3}}} = 0,966.$$

6.3 Механічні втрати

Механічні втрати в насосі складаються з витрат на тертя в кінцевих ущільненнях різного типу, в підшипниках і так званих дискових втрат. Механічні втрати поділяють на внутрішні та зовнішні. Зовнішніми втратами вважають втрати в кінцевих ущільненнях, внутрішні – втрати на дискове тертя.

У відцентрових насосах середньої та великої потужності, дискові втрати є основним видом механічних витрат. Під дисковими мають на увазі втрати енергії на тертя робочої рідини по зовнішній поверхні робочого колеса. Хоча вони носять гідравлічний характер, але відносяться до механічних, оскільки впливають на споживану потужність [1].

Втрати на дискове тертя визначаються за формулою Пфлейдерера:

$$N_{дт} = 0,882 \cdot u_2^3 \cdot D_2 \cdot (D_2 + 5 \cdot l), \quad (6.3)$$

де u_2 - окружна швидкість на виході з робочого колеса, м /с;

D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса, м;

l - сума товщини покривного и основного дисків робочого колеса;

$$l = l_1 + l_2, \quad (6.4)$$

$$l = 0,06\text{м};$$

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$N_{\text{дт}} = 0,882 \cdot 13,345^3 \cdot 0,17 \cdot (0,17 + 5 \cdot 0,06) = 71,269 \text{Вт} = 0,07127 \text{кВт}.$$

Повний механічний к.к.д. дорівнює [3]:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N}{N + N_{\text{дт}} + N_{\text{у}}} \cdot \eta_{\text{п}}, \quad (6.5)$$

де $\eta_{\text{п}} = 0,99$ – к.к.д. підшипників;

$N_{\text{дт}}$ - втрати потужності на дискове тертя;

$N_{\text{у}}$ - втрати потужності в сальниковому ущільненні;

N - потужність, кВт.

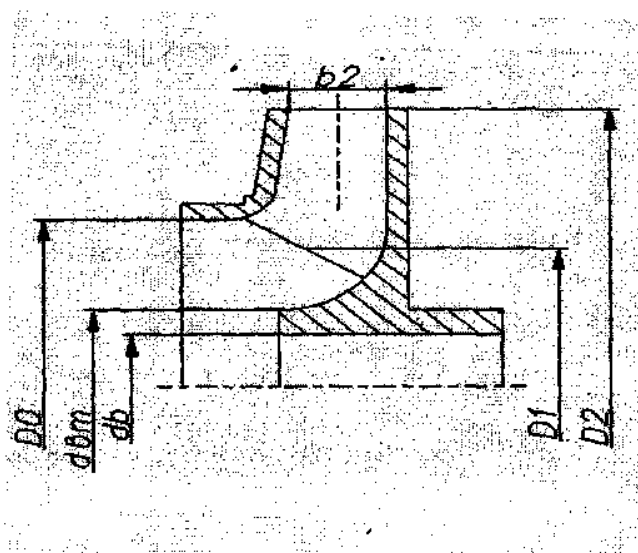


Рис. 6.1 - Робоче колесо насоса.

Потужність:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{\text{Т}}}{3600 \cdot \eta_{\text{o}}}, \quad (6.6)$$

де ρ – густина;

Q - подача насоса;

$H_{\text{Т}}$ - теоретичний напір;

η_{o} - об'ємний к.к.д.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Теоретичний напір:

$$H_T = \frac{H}{\eta_{\Gamma}}, \quad (6.7)$$

де H - напір насоса;

η_{Γ} - гідравлічний к.к.д.

$$H_m = \frac{30}{0,84} = 35,71 \text{ м};$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 36 \cdot 35,71}{3600 \cdot 0,966} = 3626,45 \text{ Вт} = 3,626 \text{ кВт};$$

$$\eta_m = \frac{3,626}{3,626 + 0,07127 + 0,139} = 0,945.$$

Визначимо повний розрахунковий к.к.д. насоса:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_o \cdot \eta_m, \quad (6.8)$$

$$\eta = 0,847 \cdot 0,966 \cdot 0,945 = 0,773$$

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

7 РОЗРАХУНКИ ПО ВИБОРУ ДВИГУНА

7.1 Вибір двигуна

Потужність двигуна в номінальному режимі при густині рідини

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$:

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 36 \cdot 30}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,72} = 4,087 \text{ кВт.}$$

$\eta = 0,72$ – к.к.д. насоса в робочій точці;

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{ед}} = K \cdot N, \quad (7.2)$$

де $K = 1,1-1,3$ – коефіцієнт, що враховує допустиме граничне відхилення напору. Приймаємо $K = 1,3$.

$$N_{\text{дв}} = 1,3 \cdot 4,087 = 5,313 \text{ кВт.}$$

Для привода насоса обираємо електродвигун 4А100S2У3 з параметрами:

- Потужність – 5,5кВт;
- Напруга – 380/360 В;
- Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

7.2 Розрахунок пускового моменту характеристики

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

$$M = K \cdot n^2, \quad (7.3)$$

де K – коефіцієнт параболи;

n – частота обертання ротора об/хв.;

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- Початкового моменту рушання;
- Мінімального моменту опору агрегату (точка С);
- Повного розвороту електродвигуна ($n = 3000$ об/хв.).

В початковий момент часу при $n = 0$:

$$M_A = 0,21 \cdot M_{\text{ном}}, \quad (7.4)$$

де $M_{\text{ном}}$ – момент електродвигуна.

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

$N_{\text{ед}} = 4,087$ кВт - номінальна потужність двигуна

$$M_{\text{ном}} = \frac{4,087}{314} = 0,013 = 13 \text{ Нм},$$

$$M_A = 0,21 \cdot 13 = 2,73 \text{ Нм}.$$

Момент опору агрегату при повному розвороті електродвигуна .

Максимальний момент опору:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (7.6)$$

де N_{max} - максимальна потужність насоса.

$$N_{\text{max}} = N_{\text{ед}} = 5,31 \text{ кВт},$$

$$M_{\text{max}} = \frac{5,31}{314} = 0,0169 \text{ кНм} = 16,9 \text{ Нм}.$$

Мінімальному моменту опору відповідає точка «С» з координатами:

$$n_c = 0,2 \cdot n \text{ та } M_c = 0,02 \cdot M_{\text{max}};$$

$$n_c = 0,2 \cdot 3000 = 600 \text{ об/мин},$$

$$M_c = 0,02 \cdot 16,9 = 0,338 \text{ Нм}.$$

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
						60
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$K = \frac{N_{max}}{n^2}; \quad (7.7)$$

$$K = \frac{16,9}{3000^2} = 1,877 \cdot 10^{-6}.$$

Дані розрахунку моментної характеристики зводимо в таблицю.

Таблиця 7.1 – Дані розрахунку моментної характеристики.

η, об/хв	М, Нм
0	0
500	0,469
750	1,05
1000	1,877
1500	4,22
2000	7,508
2500	11,7
3000	16,9

Пускова моментна характеристика насосного агрегату представлена на рисунку 7.1.

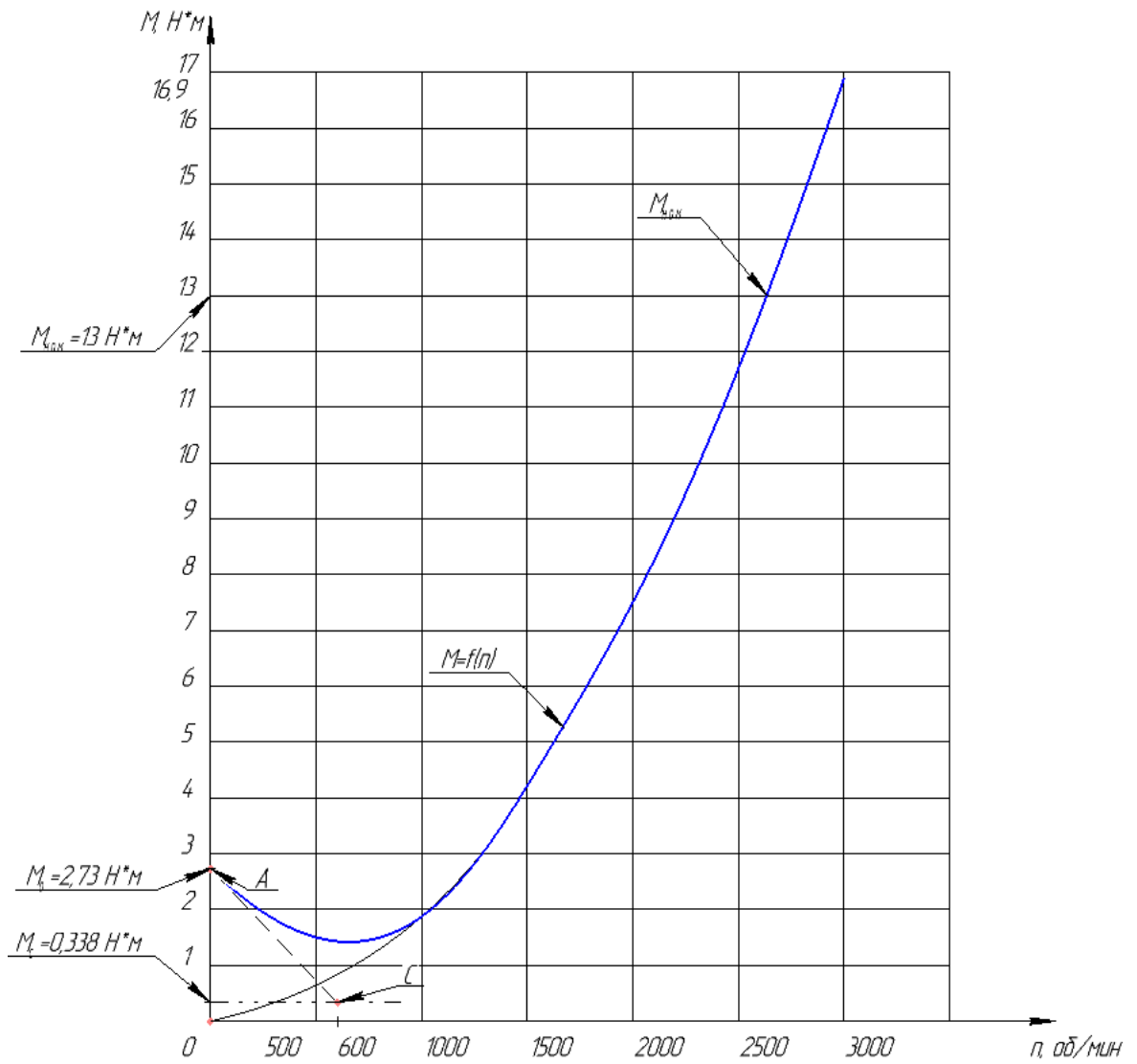


Рис. 7.1 – Пускова моментна характеристика насосного агрегату.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

8.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рисунку 8.1:

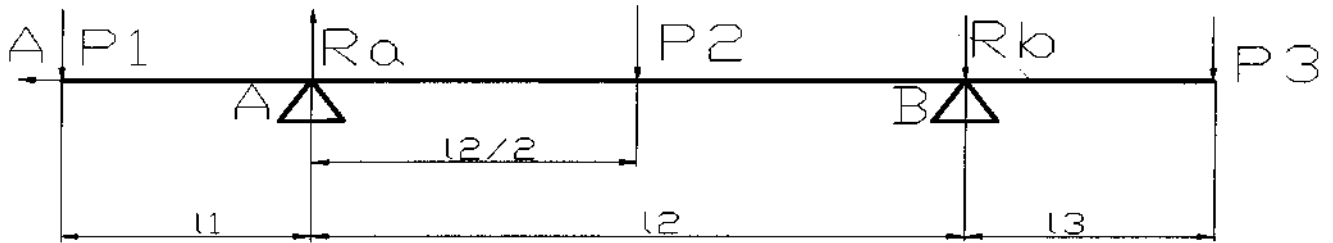


Рис. 8.1 – Схема навантаження вала.

Навантаження P_1 визначається за формулою:

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3} \cdot G_{1B} + R; \quad (8.1)$$

де G_K - вага робочого колеса, Н;

G_{1B} - вага вала на ділянці l_1 , Н;

R – радіальна сила, Н.

$$G_K = 64 \text{ Н}, \quad G_{1B} = 40 \text{ Н};$$

$$R = 168,1 \text{ Н};$$

$$P_1 = 64 + \frac{1}{3} \cdot 40 + 168,1 = 895,5 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot G_{2B}; \quad (8.2)$$

де G_{2B} - вага вала на ділянці l_2 , Н.

$$G_{2B} = 69 \text{ Н};$$

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot 69 = 23 \text{ Н}.$$

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} \cdot G_{3B}; \quad (8.3)$$

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

де $G_{\text{пм}}$ - вага напівмуфти;

$G_{3в}$ - вага вала на ділянці l_3 , Н.

$$G_{\text{пм}} = 51 \text{ Н}, \quad G_{3в} = 30 \text{ Н};$$

$$P_3 = 51 + \frac{1}{3} \cdot 30 = 61 \text{ Н}.$$

Для визначення реакцій в підшипникових опорах складемо рівняння в моментів сил відносно точок сил. R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,232\text{м}$; $l_2 = 0,135\text{м}$; $l_3 = 0,112\text{м}$.

$$\Sigma M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B \cdot l_2 + P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0; \quad (8.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot l_1 - P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_2 \cdot \frac{l_2}{2}}{l_2}; \quad (8.5)$$

$$R_B = \frac{245,4 \cdot 0,232 - 61 \cdot (0,135 + 0,112) - 23 \cdot \frac{0,18}{2}}{0,135} = 298,6 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0; \quad (8.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2}; \quad (8.7)$$

$$R_A = \frac{23 \cdot \frac{0,135}{2} + 245,4 \cdot (0,232 + 0,135) - 61 \cdot 0,112}{0,135} = 628,1 \text{ Н}.$$

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

8.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А та В встановлений підшипник шариковий радіально упорний 66207 ГОСТ 831-75, які сприймають радіальне навантаження та осьове.

Статична вантажопідйомність – $C_0 = 14700$ Н.

Динамічна вантажопідйомність – $C = 27000$ Н.

Розрахункова довговічність підшипниках [6]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3; \quad (8.8)$$

де C - Динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

P - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_T \cdot K_\delta; \quad (8.9)$$

За умови роботи підшипника, приймаємо:

$K_\delta = 1,2$ – коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт;

$V = 1$ – коефіцієнт обертання.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник:

$$Fr = R_A = 628,1 \text{ Н}; \quad Fa = A = T = 183,3 \text{ Н.}$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{Fa}{Fr \cdot V} = \frac{183,3}{628,1 \cdot 1} = 0,29.$$

При цьому $e = 0,18$

Так як $\frac{Fa}{Fr \cdot V} > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,56$.

Коефіцієнт осьового навантаження $Y = 2,4$.

Динамічне навантаження:

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 183,3 + 2,4 \cdot 628,1) \cdot 1 \cdot 1,2 = 1932 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{27000}{1932}\right)^3 = 15163 \text{ год.}$$

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Момент опору кручення:

$$W_{кр} = 0,2 \cdot d^3; \quad (8.13)$$

$$W_{кр} = 0,2 \cdot 0,07^3 = 8,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згинання:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}; \quad (8.14)$$

$$\sigma_u = \frac{56,9}{8,5 \cdot 10^{-6}} = 1,32 \text{ МПа.}$$

Напруження кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}; \quad (8.15)$$

$$\tau_{кр} = \frac{13,01}{8,5 \cdot 10^{-6}} = 1,5 \text{ МПа.}$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{кр}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2}; \quad (8.16)$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{7,31^2 + 3 \cdot 1,5^2} = 7,46 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х

Межа текучості - $\sigma_T = 330$ МПа

Запас міцності за межею текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{екв}}; \quad (8.17)$$

$$n_T = \frac{330}{7,46} = 44$$

Умова міцності виконується.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку. Матеріал вала – Сталь 40Х. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 780$ МПа. Матеріал шпонки – Сталь 45. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 350$ МПа. Матеріал колеса – Сталь 20Х13 Л. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 440$ МПа. Крутний момент на валу $M_{кр} = 13,1$ Нм.

Розмір шпонки під робочим колесом $b \times h \times l = 6 \times 6 \times 18$.

При розрахунку шпонкового з'єднання валом з колесом визначальним є напруження зминання:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}; \quad (8.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки;

t_1 – глибина паза вала;

h – висота шпонки;

d – діаметр вала.

$d = 20$ мм, $l_p = l - b = 18 - 6 = 12$ мм, $t_1 = 3,5$ мм, $h = 6$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 13,01}{0,020 \cdot 0,012 \cdot (0,006 - 0,0035)} = 54 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження зминання визначаємо для матеріала шпонки, що має найнижчу межу текучості:

Допустиме напруження зминання:

$$[\sigma_{см}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}; \quad (8.19)$$

$$[\sigma_{см}] = 0,56 \cdot 350 = 196 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Умова міцності виконується.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

9 РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Захист від дії вібрації на організм людини.

Параметри та види вібрації, її дія на організм людини

Під вібрацією розуміють механічні коливання твердого тіла. Вона характеризується абсолютними та відносними параметрами. До основних абсолютних параметрів належать: вібропереміщення (s) — миттєве значення кожної з координат, які описують положення тіла, чи матеріальної точки під час вібрації; амплітуда вібропереміщення (A) — найбільше відхилення точки, яка коливається з певною частотою, від положення рівноваги, м; віброшвидкість (v) — кінематичний параметр, що дорівнює швидкості переміщення (перша похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с; віброприскорення (a) — кінематичний параметр, що дорівнює прискоренню переміщення (друга похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с²; період вібрації (T) — найменший інтервал часу, через який під час періодичної вібрації повторюється кожне значення величини, яка характеризує вібрацію, с; частота вібрації (f) — величина, обернено пропорційна періоду вібрації, яка показує кількість коливань за одиницю часу точки під час вібрації, Гц.

Оскільки абсолютні параметри, що характеризують вібрацію змінюються в широких межах, то на практиці частіше використовують відносні параметри — рівні, які визначаються щодо опорного (порогового) значення відповідного параметра і вимірюються у децибелах (дБ). Стандартні опорні значення поділяються на такі: амплітуди вібропереміщення

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

$A_0 = 8 \cdot 10^{12}$ м; віброшвидкості $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с; віброприскорення $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с². Найчастіше для оцінки вібрації використовують логарифмічний рівень віброшвидкості L_v , який визначається за формулою

$$L_v = 20 \lg v / v_0, \text{ (дБ)}, \quad (4.6)$$

де v — абсолютне значення віброшвидкості, м/с;
 v / v_0 — опорне значення віброшвидкості, м/с.

За способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та місцеву (локальну) вібрацію. Загальна вібрація передається на тіло людини, яка сидить або стоїть, переважно через опорні поверхні — сидіння, підлогу. Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами та обладнанням, деталями, які обробляються тощо. Можлива також одночасна дія загальної та локальної вібрації. Наприклад, при роботі на дорожньо-будівельних машинах на руки передається локальна вібрація від органів керування, а на все тіло — від машини через сидіння.

Залежно від джерела виникнення загальна вібрація поділяється на: транспортну, яка діє на операторів (водіїв) транспортних засобів (автомобілі, трактори); транспортно-технологічну, яка діє на операторів машини з обмеженою рухливістю та таких, що рухаються тільки спеціально підготовленими поверхнями виробничих приміщень, промислових майданчиків та гірничих виробок (екскаватори, промислові та будівельні крани, автотранспортувачі, авто- та електрокари); технологічну, яка діє на операторів стаціонарних машин або передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації (метало- і деревооброблювальні верстати, ковальсько-пресувальне устаткування, насосні станції, бурові вишки).

Загальну технологічну вібрацію за місцем дії поділяють на такі типи:

— на постійних робочих місцях виробничих приміщень підприємств;

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

— на робочих місцях складів, їдалень, побутових, чергових та інших виробничих приміщень, де немає джерел вібрації;

— на робочих місцях заводууправлінь, конструкторських бюро, лабораторій, обчислювальних центрів, медпунктів, конторських приміщень, робочих кімнат та інших приміщень для працівників розумової праці.

За джерелом виникнення локальна вібрація поділяється за здатністю передаватися:

— від ручних машин або ручного механізованого інструмента, органів керування машинами та устаткуванням;

— ручних інструментів без двигунів (наприклад, рихтувальні молотки) та деталей, які обробляються.

За часовими характеристиками загальні та локальні вібрації поділяються:

— на постійні, для яких величина віброприскорення чи віброшвидкості змінюється менше ніж у два рази (менше 6 дБ) за робочу зміну;

— непостійні, для яких перераховані вище параметри вібрації змінюються не менше ніж у два рази (6 дБ і більше) за робочу зміну.

У свою чергу непостійні вібрації поділяються:

— на коливні, рівні яких безперервно змінюються в часі;

— переривчасті, коли контакт з вібрацією у процесі роботи переривається, причому довжина інтервалів, під час яких має місце контакт, становить більше 1 с;

— імпульсні, що складаються з одного або кількох вібраційних впливів (наприклад, ударів), кожен довжиною менше ніж 1 с, за частоти їх дії менше ніж 6,6 Гц.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

коливання окремих органів чи частин тіла людини, що може призвести до їх механічного пошкодження. Для більшості внутрішніх органів людини частота власних коливань становить 6—12 Гц. Ступінь та характер впливу вібрації на організм людини залежить не лише від виду та параметрів, а також і від напрямку її дії. Тому вібрація поділяється залежно від осей ортогональної системи координат X, Y, Z, уздовж яких вона діє. Особливо чутливий організм людини до вертикальної загальної вібрації (уздовж осі коли коливання передаються від ніг до голови).

Нормування вібрації

Розрізняють гігієнічне та технічне нормування вібрації. При гігієнічному нормуванні регламентуються відповідні умови щодо захисту від вібрації людини, а при технічному — щодо захисту машин, устаткування, механізмів та ін. від дії вібрації, яка може призвести до їх пошкодження чи передчасного виходу з ладу. Основними нормативними документами з охорони праці щодо вібрації є ГОСТ 12.1.012-90 та ДСН 3.3.6.039-99.

Дія вібрації на організм людини залежить від таких її характеристик: інтенсивності, спектрального складу, тривалості впливу, напрямку дій
Гігієнічна оцінка вібрації, ЩО ДІЄ на людину у виробничих умовах, здійснюється за допомогою таких методів:

- частотного (спектрального) аналізу її параметрів;
- інтегральної оцінки за спектром частот параметрів, що нормуються;
- дози вібрації.

При частотному (спектральному) аналізі параметрами, що нормуються є середні квадратичні значення (квадратний корінь із середнього

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

арифметичного квадрата значення у певному інтервалі часу) вібро-швидкості V та віброприскорення a , або їх логарифмічні рівні у дБ у діапазоні октавних смуг зі середньгеометричними частотами:

— 1,0; 2,0; 4,0; 8,0; 16,0; 31,5; 63,0 Гц — для загальної вібрації;

— 8,0; 16,0; 31,5; 63,0; 125,0; 250,0; 500,0; 1000 Гц — для локальної вібрації.

При використанні методу інтегрованої оцінки за спектром частот параметром, що нормується, є коректоване значення віброшвидкості чи віброприскорення ($G7$), що вимірюється за допомогою спеціальних фільтрів, або обчислюється за формулами, наведеними в ДСН 3.3.6.039-99.

За умов дії непостійної вібрації (крім імпульсної) параметром, що нормується, є вібраційне навантаження (доза вібрації, еквівалентний коректований рівень), одержане робітником протягом зміни та зафіксоване спеціальним приладом.

Під час імпульсної вібрації з піковим рівнем віброприскорення від 120 до 160 дБ, параметром, що нормується, є кількість вібраційних імпульсів за зміну (годину), залежно від тривалості імпульсу (таблиця в ДСН 3.3.6.039-99).

Гігієнічні норми вібрації, що діє на людину у виробничих умовах, встановлені для тривалості 480 хв (8 год). За умови дії вібрації, яка перевищує гранично допустимий рівень, сумарний час її дії протягом робочої зміни повинен бути меншим.

Заходи та засоби захисту від вібрації

Заходи та засоби захисту від вібрації за організаційною ознакою поділяються на колективні та індивідуальні (рис. 4.3). Колективні заходи та засоби віброзахисту можна поділити за такими напрямками:

— зниження вібрації у джерелі її виникнення;

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

- зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела;
- організаційно-технічні заходи;
- лікувально-профілактичні заходи.

Зменшення вібрації у джерелі її виникнення досягається шляхом застосування таких кінематичних та технологічних схем, які усувають чи мінімально знижують дію динамічних сил.

Контакту працівника з віброоб'єктом, а відтак і шкідливої дії вібрації можна уникнути шляхом використання дистанційного керування, автоматичного контролю та сигналізації, а також застосування захисного огороження. Якщо цього досягти неможливо, то необхідно при контакті працівника з віброоб'єктом домогтися зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела змушувальної сили. Це можна здійснити за допомогою вібропоглинання, віброгасіння та віброізоляції.

10 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Виробничий процес та його структура. Принципи організації виробничих процесів

Розроблення бізнес-плану виробництва нової техніки.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк. 75
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Процес організації виробництва передбачає цілий комплекс робіт, що спрямовується на отримання запланованого результату. Організація виробництва конкретизується через організацію виробничого процесу.

Виробничий процес – це сукупність організованих в певній послідовності взаємопов’язаних процесів праці і природних процесів, в результаті яких вихідні матеріали перетворюються на готову продукцію.

Основними елементами виробничого процесу є предмети, засоби праці і власне сама праця (рис.10.1)



Рис. 10.1 Схема елементів виробничого процесу

Природні процеси здійснюються під впливом сил природи, частка цих процесів у виробничому процесі досить мала, так як вони потребують переважно лише витрат часу (сушіння виробів, висихання після фарбування, охолодження після термічної обробки).

Головною складовою виробничого процесу є технологічний процес, в результаті якого змінюється форма, розміри та властивості предметів праці. Технологічний процес розбивається на ряд операцій, тобто закінчених частин виробничого процесу, яка виконується на одному робочому місці над одним і тим самим предметом праці без переналагодження устаткування.

Процес виробництва на підприємствах здійснюють різноманітні виробничі процеси, які поділяються за такими ознаками: **за призначенням, перебігом часі і ступенем механізації** (рис. 10.2)

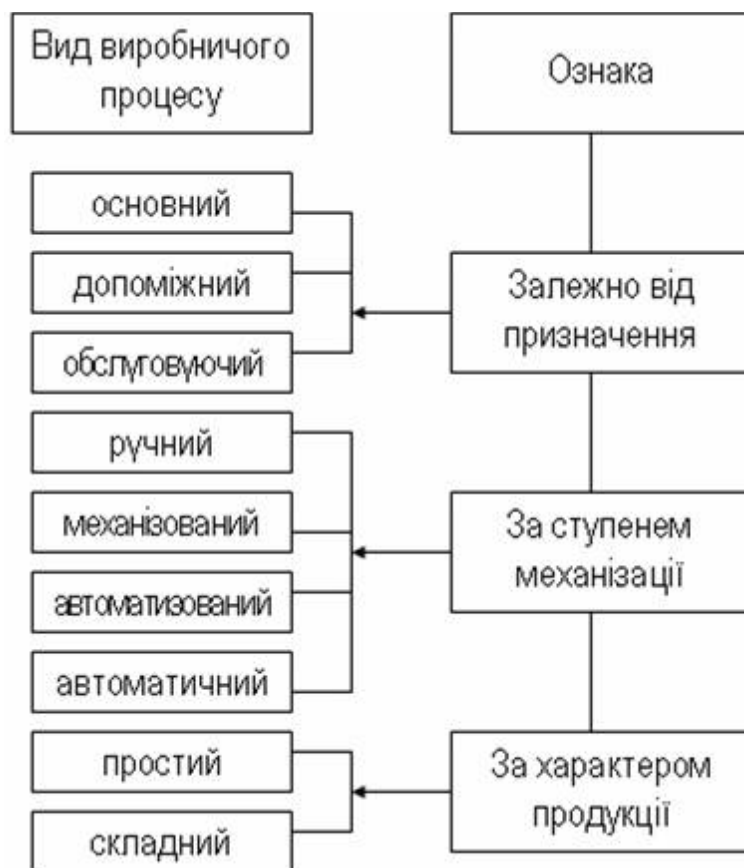


Рис. 10.2 Класифікація виробничих процесів

За призначенням виробничі процеси поділяють на основні, допоміжні, обслуговуючі.

Основні процеси – процеси безпосереднього виготовлення основної продукції підприємства, що визначає профіль його діяльності. На підприємствах обробних галузей промисловості основний процес поділяється на стадії: заготівельну, обробну, складальну. На підприємствах машинобудівної промисловості до заготівельної стадії відносять виготовлення виливків, поковок; до обробної – механічна і термічна обробка; до складальної – складання вузлів, машин з окремих деталей, регулювання механізмів.

Допоміжні виробничі процеси забезпечують основні процеси необхідним технологічним оснащенням (виготовляють інструменти і нестандартне пристосування), проводять ремонт технологічного устаткування і виготовляють запасні частини для ремонту.

Обслуговуючі виробничі процеси забезпечують нормальні умови для ефективного здійснення основних і допоміжних виробничих процесів (виконують транспортні і складські операції, контроль якості продукції).

Склад і взаємозв'язок основних, допоміжних і обслуговуючих процесів становить **структуру виробничого процесу.**

За ступенем механізації розрізняють ручні, механізовані, автоматизовані та автоматичні виробничі процеси.

Ручні процеси здійснюються безпосередньо робітником; механізовані – виконуються робітником за допомогою машин, механізмів; автоматизовані процеси виконуються машинами під наглядом робітників, а автоматичні процеси здійснюються за попередньо розробленими програмами без участі робітників.

В залежності від характеру продукції процес може бути простий і складний.

Процес виготовлення окремої деталі з кількох послідовних операцій називається **простим процесом.**



Рис. 10.3 Простий виробничий процес

Сукупність узгоджених виробничих процесів називається **складним процесом.**

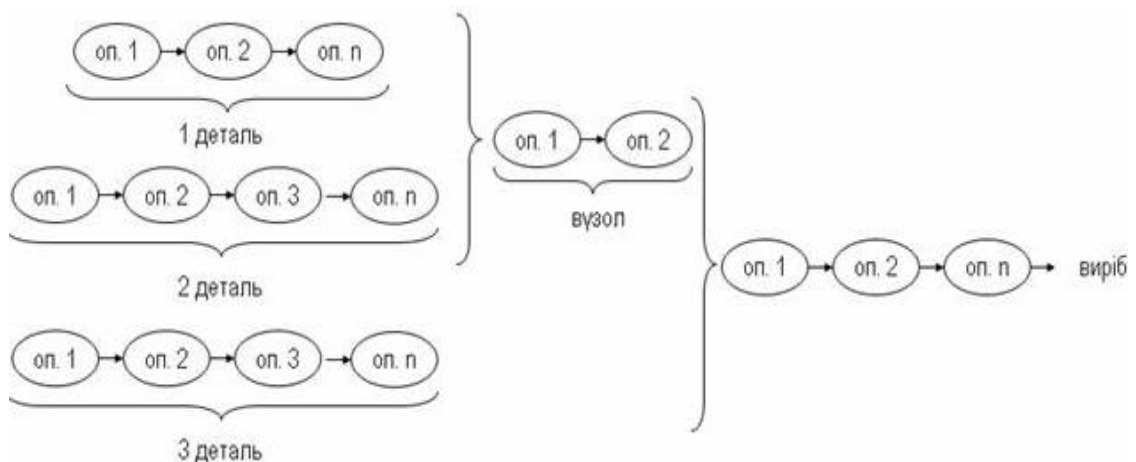


Рис. 10.4 Складний виробничий процес

Ефективність будь-якого виробничого процесу визначається раціональним використанням як робочої сили, так і засобів праці.

Принципи організації виробничих процесів

З метою раціональної організації виробничого процесу і окремих його операцій, ефективного поєднання їх у просторі і часі необхідно дотримуватись певних принципів: → пропорційності, → паралельності, → прямоточності, → безперервності, → ритмічності, → гнучкості.

Принцип пропорційності вимагає узгодженості пропускнуої спроможності різних робочих місць, тобто однакової здатності виконання робіт і випуску продукції.

При недотриманні принципу пропорційності на виробництві можуть виникати «вузькі місця» або недостатня завантаженість окремих підрозділів. Освоєння нових видів продукції, нерівномірне зниження трудомісткості порушує продуктивність виробничого процесу, тому необхідно запобігати виникненню диспропорцій у процесі виробництва і своєчасно їх усувати.

Принцип паралельності передбачає суміщення операцій і процесів у часі.

При виготовленні складних виробів важливим є розчленування їх на окремі складові частини, суміщення часу виконання різних операцій над ними з метою скорочення тривалості виготовлення цих складових і в цілому виробництва продукції.

Принцип прямоточності передбачає раціональну побудову процесів, при якій шлях проходження предметів праці по всіх операціях буде найкоротшим. Цехи, дільниці, окремі робочі місця розміщують відповідно до послідовності здійснення технологічного процесу.

Безперервність виробництва досягається в тому випадку, коли кожна наступна операція виробничого процесу починається відразу після закінчення попередньої, що дає можливість ліквідувати або звести до мінімуму міжопераційні перерви. Але досягти безперервності неможливо

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

через велику диференціацію технологічного процесу, тому важливим завданням є синхронізація його операцій.

Ритмічність полягає у планомірній повторюваності випуску продукції за певним ритмом, тобто в однакові проміжки часу випускається однакова або рівномірно наростаюча кількість продукції і операції на робочих місцях регулярно повторюються.

Гнучкість дозволяє підприємству швидко адаптуватися до змін у виробництві в умовах ринку, освоювати нові види продукції у короткі терміни і з мінімальними витратами. Цей принцип є дуже актуальним в ринковій економіці, так як створюються можливості швидкого маневрування ресурсами.

Розглянуті головні принципи раціональної організації виробничого процесу на практиці реалізуються не однаковою мірою. При організації виробничих процесів їх потрібно враховувати, але вибирати враховуючи ступінь важливості в конкретних умовах господарювання.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

11 ТЕХНОЛОГІЙНИЙ ПРОЦЕС ОБРОБКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА

11.1 Характеристика типу виробництва

Серійний тип організації виробництва [21] характеризується одночасним виготовленням на підприємстві широкої номенклатури однорідної продукції, випуск якої повторюється протягом тривалого часу. Найбільшого поширення серійне виробництво має в машинобудуванні та металообробці. При цьому випуск продукції відбувається серіями, а по відношенню до деталей – партіями. Виготовлення серій виробів одного типорозміру зазвичай повторюється через регулярні проміжки часу. При повторних запусках серій машин часто вносяться зміни до конструкторської та технологічної підготовки виробництва, організації робочих місць, підвищується кваліфікація робітників. Серійне виробництво дозволяє уніфікувати конструкції деталей, виробів і домагатися типізації технологічних процесів і оснащення. Залежно від розміру серії розрізняють великосерійні, среднесерійні і дрібносерійні виробництва.

При великосерійному виробництві продукція виготовляється безперервно великим об'ємом протягом періоду, що перевищує, як правило, рік. Підприємство спеціалізується на випуску повністю відпрацьованих видів продукції або окремих вузлів і деталей. Цехи підприємства спеціалізуються за предметною ознакою, а робочі місця – за однорідними операціями. На такому виробництві широко використовуються спеціалізоване обладнання, потокові лінії і засоби автоматизації (наприклад, конвеєри). Великосерійне виробництво дозволяє організувати на науковій основі всі підготовчі операції, виділяючи їх в самостійний етап. До групи підготовчих операцій відносяться конструювання виробу, його окремих деталей, розробка нових технологічних процесів, виготовлення інструменту і пристосувань. Великосерійне

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

виробництво за своїм характером наближається до масового виробництва.

При середнесерійном виробництві спеціалізація обмежується більш вузькою номенклатурою, а виробничі лінії і цехи мають предметну і технологічну спеціалізацію. Підготовка виробництва, як правило, також виділяється з основного виробничого процесу. До середньосерійного виробництва відносяться, наприклад, верстатобудування і двигунобудування, багато видів прокату чорних і кольорових металів.

Дрібносерійне виробництво – перехідна форма від одиничного виробництва до випуску продукції дрібними серіями. Виготовлення виробів або окремих деталей, як правило, не повторюється. Розмір серій нестійкий, а збут обмежений наявними замовленнями або договорами. З цієї причини порівняно швидко припиняється виготовлення одних видів продукції і налагоджується освоєння нових. До дрібносерійного можна віднести виробництво деяких видів прокату і сплавів спеціального призначення, невеликих партій виробів, машин, призначених для експериментування в різних умовах, і т. д. Дрібносерійне виробництво відрізняється від дослідного виробництва, продукція якого, як правило, обмежується виготовленням одного зразка.

Техніко – організаційні особливості серійного виробництва обумовлюють ряд економічних переваг порівняно з одиничним виробництвом : скорочення виробничого циклу, підвищення якості продукції, зростання продуктивності праці, зниження собівартості. Ці фактори забезпечують підвищення ефективності виробництва.

11. 2 Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого колеса

Робоче колесо є основним робочим органом, який забезпечує подачу та напір рідини. Робоче колесо піддається впливу великих динамічних навантажень від тиску рідини на лопаті, від відцентрових сил та вібрації при наявності

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

неврівноважених сил. Крім того, воно піддається впливу кавітації та корозії.

Відповідно до завдання на бакалаврську роботу необхідно розробити маршрутний технологічний процес виготовлення робочого колеса (креслення 6.05050205.06БР.002.04). Тип виробництва – середньосерійний.

За базу приймаємо типовий технологічний процес виготовлення робочого колеса відцентрового насоса.

11.2.1 Технологічність деталі

Найважливішим показником досконалості конструкції машини чи деталі служить її технологічність.

Визначення технологічності конструкцій деталей і кількісна оцінка критеріїв технологічності виробництва проводиться за ГОСТ 14.205-83.

Під технологічністю конструкції виробу мається на увазі її відповідність тим конкретним методам виробництва, в умовах якого вона повинна виготовлятися. При інших рівних умовах більш технологічною є та конструкція, трудомісткість і собівартість виготовлення якої менша.

Підвищення технологічності конструкцій відбувається в таких основних напрямках:

- 1) спрощення конструктивних форм деталей, включаючи заготовки;
- 2) призначення раціональних допусків;
- 3) уніфікація і стандартизація конструкцій (вузлів, деталей та конструктивних елементів).

Відпрацювання технологічності конструкцій гідромашин проводиться на всіх стадіях проектування, у процесі технологічного контролю, а також у період освоєння виробництва машини.

Відпрацювання технологічності проводиться для трьох етапів виготовлення: виробництва заготовок, механічної обробки та складання.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

Велика частина виливків, що застосовуються при виготовленні гідромашин, повинна відповідати особливим вимогам. Наприклад, поверхні виливків, що утворюють проточну частину у відцентрових насосах, мають складну форму подвійної кривизни. На цих поверхнях (в порожнинах спіральних камер, в каналах робочих коліс та ін.) здійснюється робочий процес насоса. Зважаючи на складність форми та недоступність для механічної обробки, поверхні проточної частини зберігаються такими, якими виходять у виливках. У деяких випадках може бути проведена лише зачистка вручну або струменем абразивної суміші.

Допуски на лінійні розміри встановлюють за ГОСТ 26645-85 для сталевих виливків.

В процесі конструювання литих деталей в першу чергу повинні бути прийняті всі міри для отримання виливків з мінімальним дефектами, до основних з яких відносяться: усадочні тріщини і раковини, газові раковини, пористість і надмірне викривлення. Повинні бути також вирішені наступні завдання:

1. Вибір способу формування. Переважним є застосування машинної формовки. З урахуванням габаритів виливків може виявитися доцільним розчленування виливків на дві частини, якщо цілісна виливок не формується на машині, а кожна з частин може формуватися на машині.
2. Вибір площини роз'єму моделі і розташування не формуючих западин, виступів і бубишок з метою зменшення потреби в застосуванні додаткових стержнів або від'ємних частин на моделі.
3. Встановлення базових поверхонь для перших операцій механічної обробки. Базові поверхні повинні бути рознесені на необхідну відстань і достатніми для забезпечення стійкості заготовки при її установці.
4. Встановлення необхідної кількості стрижнів і послідовність їх складання у формі.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

5. Слід зазначити, що структура і механічні властивості металу у великій мірі залежать від швидкості охолодження.

6. Ув'язка конструктивних і формувальних ухилів.

7. Вибір способу транспортування виливки.

Безпосереднього конструювання литої деталі передує вибір марки матеріалу і міцнісні розрахунки.

Дане робоче колесо виготовляється зі сталі 20Х13Л.

Проведемо аналіз технологічності матеріалу, з якого зроблено робоче колесо.

За призначенням сталь 20Х13Л застосовується для деталей, що піддаються ударним навантаженням, а також виробів, що піддаються дії слабких агресивних середовищ, а також різних деталі машинобудування, що працюють при температурі не вище 700 °С.

11.2.2 Вибір заготовки та способу її отримання

Від правильності вибору способу отримання заготовки цілком залежить і собівартість одержуваної деталі. Вибір способу залежить від багатьох факторів: типу виробництва, маси деталі, складності форми, вимог креслення. При цьому необхідно враховувати новітні тенденції в технології машинобудування по скороченню витрат матеріалу, зменшенню обсягу механічної обробки, посилення допусків, так як для обробки деталей все частіше застосовуються верстати з ЧПУ, верстати автомати і автоматичні лінії.

Виробництво лопатевих насосів – серійне, так як виконується за замовленням.

Оскільки розглянута деталь має форму тіла обертання і виготовляється зі сталі 20Х13Л і має середньосерійний тип виробництва, то виберемо в якості заготовки лиття по виплавлюваних моделях.

Литтям по виплавлюваних моделях називається спосіб отримання виливків в оболонковій формі, виготовленій методом нанесення вогнетривкого покриття

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

на легкоплавкі моделі. Останні потім виплавляються, в результаті чого в оболонковій формі утворюються порожнини, що відповідають контурам майбутньої виливки.

На рис. 11.1 наведено ескіз заготовки робочого колеса насоса К 36-30.

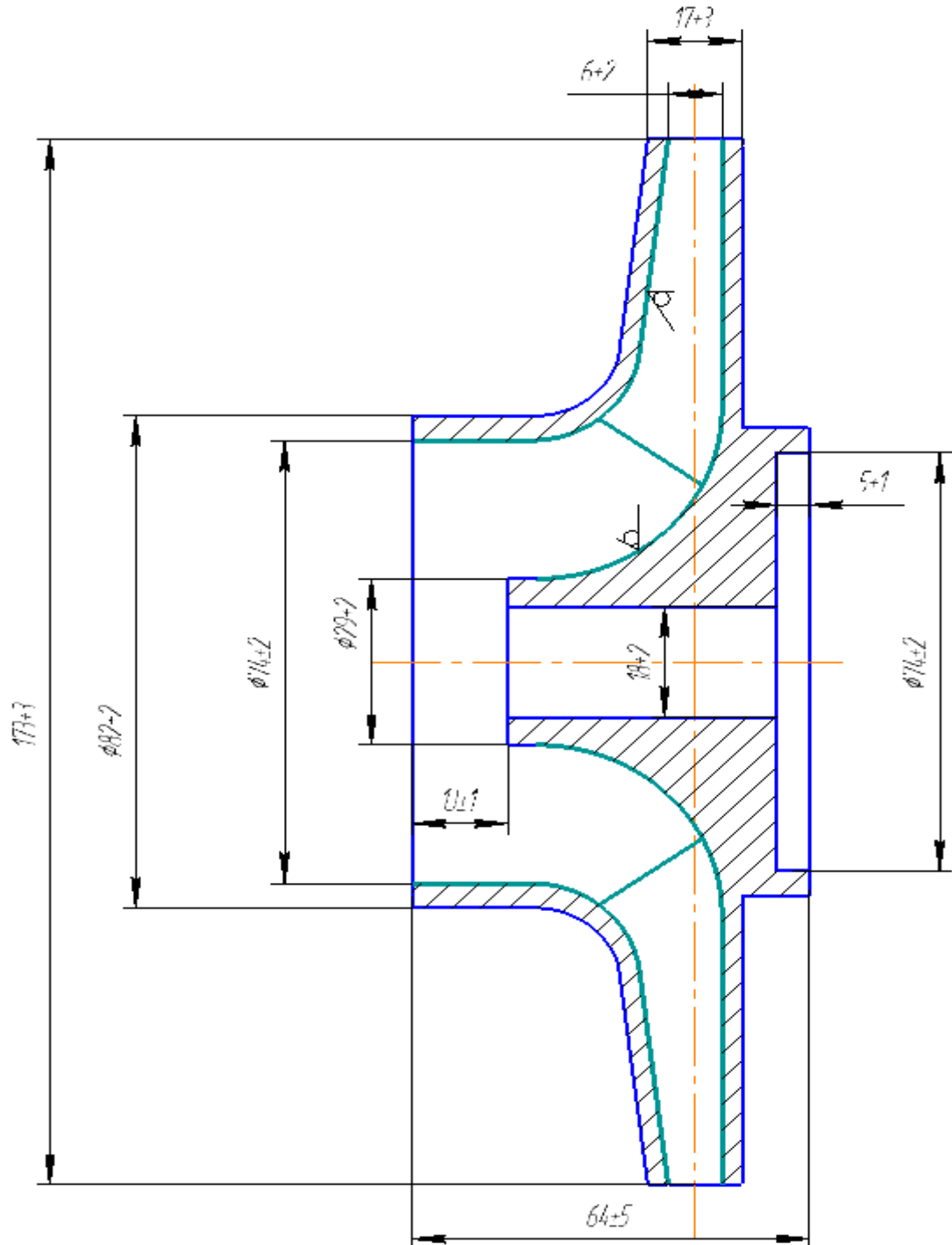


Рисунок 11.1 – Ескіз заготовки робочого колеса

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

Для отримання високої чистоти поверхні виливків оболонкові форми прокалюють при температурі 900-950°. При цій температурі форма заливається рідким металом. Для запобігання деформації і руйнування тонкої оболонкової форми остання перед випаленням засипається піском або іншим наповнювачем.

Литтям по виплавлених моделях можна одержувати виливки будь-якої складності з різною товщиною стінок, які майже або зовсім не потребують механічної обробки. Цим методом відливаються деталі з будь-яких чорних і кольорових сплавів, включаючи високолеговані жароміцні і надтверді сплави. Відливки отримують з точністю розмірів в середньому 4 – 5-го класів і шорсткістю поверхні 5 – 7-го класів.

Недоліком цього способу є висока собівартість виливків. Тому його слід застосовувати тільки для виготовлення таких деталей, які неможливо отримати іншими методами лиття (наприклад, дрібні тонкостінні деталі з важко оброблюваних сплавів зі складною конфігурацією). Матеріалом для виготовлення легкоплавких моделей може служити, наприклад, суміш парафіну і стеарину у співвідношенні 1:1. Ця суміш готуватися в спеціальних агрегатах, де відбувається розплавлення складових, очищення і перемішування їх до мазеподібного стану при температурі 42- 43°.

Легкоплавкі моделі отримують і методом запресовування модельного матеріалу при температурі 42-43° в металеві водоохолоджувальні прес-форми.

Процес виготовлення моделей включає підготовку прес-форм, запресовування в її порожнину модельного складу, витримку до затвердіння, витяг моделі та її охолодження у проточній воді з подальшою зачисткою.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

11.2.3 Вибір технологічних баз

Вибір технологічних баз. Важливим етапом проектування будь-якого технологічного процесу є вибір технологічних баз. За призначенням бази поділяють на конструкторські, технологічні і вимірювальні.

Конструкторська база використовується для визначення відносного положення виробу або заготовки при виготовленні; вимірювальна база – для визначення відносного положення виробу або заготовки і засобів її вимірювання. Вибір схеми базування повинен проводитися з урахуванням необхідної точності обробки.

Базування полягає в приданні заготівці необхідного положення щодо необхідної системи координат. База – поверхня, що виконує функцію поєднання поверхонь, вісь, точка, що належить заготівці або виробу та використовується для базування.

Враховуючи все вище написане, вибираємо для робочого колеса технологічну базу, показану на рис.11.2, прив'язка розмірів до цієї поверхні буде доцільною і технологічно вірною.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

Верстат моделі 1К62 призначений для обробки чорних і кольорових металів з великою швидкістю різання різцями з швидкорізальної сталі і твердих сплавів.

Для фрезерної обробки використовується широкоуніверсальний фрезерний верстат ВМ130М.

Для довбіжної операції використовується долбальний верстат з механічним приводом ГД 200.

Першою операцією технологічного процесу обробки деталі є заготівельна операція, що передбачає в собі отримання заготовки (лиття по виплавлених моделях). Далі слідує механічна обробка. Вона складається з токарної обробки, а точніше чорнової токарної, токарної напівчистової і токарної чистої. Фрезерна обробка, долбальна.

Маршрут обробки наведено в картах КТП (див. додаток А).

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ

Потік рідини до лопатей робочого колеса від його джерела можливий тільки за рахунок потенційної енергії. Зменшення потенційної енергії на всмоктування її у вхідну воронку колеса та втрати енергії на тертя та різного роду опору всмоктувального трубопроводу при відомих умовах можуть викликати кавітацію. Це обмежує максимальну геометричну висоту всмоктування в насосі.

Кавітація – це гідродинамічне явище, яке залежить від гідродинамічних якостей робочих органів насоса та фізичних властивостей рідини. Кавітація виникає за рахунок падіння тиску до рівня рівного або меншого тиску насиченого пару та супроводжується створенням порожнин насичених паром та розчиненими в рідині газами. Вона також виникає при зниженні місцевого тиску спричиненим різними причинами динамічного характеру: збільшення швидкості потоку через збільшення частоти обертання насоса, відрив або стиснення потоку, відхилення ліній току від їх нормальних траєкторій.

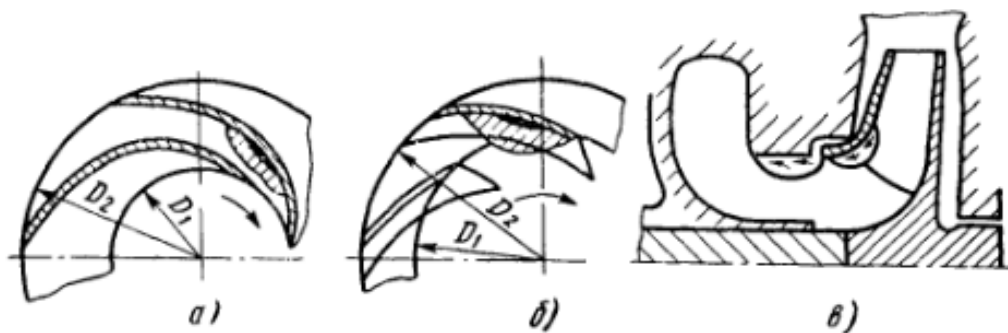


Рис. 8.1 – Зони місцевого зниження тиску на вході в насос:

- а) з циліндричними лопатками; б) з просторовими лопатками; в) у меридіанному перерізі робочого колеса

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

Кавітація виникає як на рухомих, так і на нерухомих елементах проточної частини. Іноді кавітація виникає через утворення мікроскопічних бульбашок на ділянках пограничного слою тіла, що обтікається.

«Закипання» рідини при кавітації являється термодинамічним процесом, який залежить від властивостей рідини: тиску, температури, теплоємністю.

Робота насоса в умовах виникнення кавітації відбувається руйнування практично будь-якого матеріалу з якого виконана потоком поверхня, яка обтікається. Явище, яке визначає інтенсивність вказаного руйнування, яке має назву кавітаційна ерозія, складне. Головною її причиною являється механічне стале руйнування матеріалу від дії односторонніх циклів стискання.

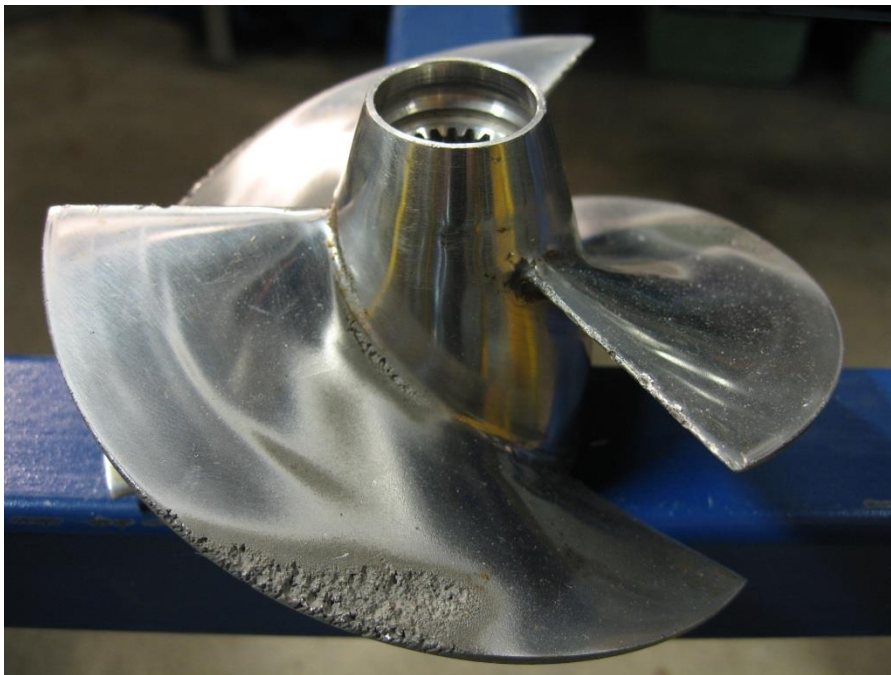


Рис. 8.2 – Кавітаційне пошкодження гребного гвинта

Гідравлічні удари, які супроводжуються явищем кавітації, ведуть до створення шуму та вібрації насоса. Кавітаційний шум супроводжується на початковій стадії кавітації у вигляді характерного тріску в зоні входу в РК.

Початкова стадія кавітації, яку називають місцевою кавітацією, супроводжується кавітаційною ерозією, але не приводить до суттєвих змін

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

зовнішніх параметрів насоса. Стадія кавітації, яка відповідає кавітаційному зриву роботи насоса, має назву розвиненої. В умовах суперкавітації елемент, що обтікається знаходиться у зоні кавітаційної області. Кавітація супроводжується признаками, що негативно впливають на роботу насоса.

Шум та вібрація виникає при руйнуванні кавітаційних бульбашок в зоні підвищеного тиску. Рівень шуму залежить від розміру насоса. Кавітаційний шум проявляється у вигляді характерного потріскування в зоні входу в робоче колесо.

Зниження параметрів насоса при наявності розвиненої кавітації по різному впливає на насоси з різними коефіцієнтами швидкохідності, та залежить від значення та впливу кавітаційної зони. При низьких коефіцієнтах швидкохідності параметри насосу зменшуються різко. Для насосів з високими коефіцієнтами швидкохідності характерне помірне зниження параметрів. Якщо кавітаційна зона займає весь переріз каналу, то виникає зрив подачі насоса.

Вказані види руйнування нескладно відрізнити один від одного за зовнішнім виглядом пошкоджень та розміщення їх в каналах насоса.

					<i>6.05050205.06БР.000.00ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

8.2 Шляхи запобігання або зменшення кавітації

Зменшити шкідливий вплив кавітації можливо за рахунок впуску повітря у всмоктувальний трубопровід, збільшенням діаметру та скороченням підвідного трубопроводу, зменшенням подачі або частоти обертання. Кавітаційні якості насосу залежать від його параметрів.

При конструюванні робочого колеса необхідно враховувати деякі особливості для зменшення кавітації. Збільшення діаметру входу в робоче колесо приводить до зменшення абсолютної швидкості на вході в робоче колесо, а зменшення кута установки лопаті на вході в робочому колесі приводить до зменшення відносної швидкості, це значною мірою впливає на зниження кавітації в проточній частині. З точки зору покращення кавітаційних якостей оптимальним значенням кута установки лопаті на вході в робоче колесо становить $\beta_1 = 18 \div 20^\circ$. Для зменшення кавітації необхідно забезпечити рівномірний розподіл швидкостей на вході в робоче колесо.

Закручування потоку на вході в лопатеву систему веде до великих затрат енергії. Для запобігання цього використовують нерухому лопатки (напрямні апарати), як показано на малюнку 8.3, а. Інколи вхідні елементи лопатей проектується так, що вони можуть створюють вторинні токи на вході, які підкрочують основний потік безпосередньо перед входом на лопать. Попереднє закручування потоку за рахунок внутрішньої енергії зменшує кавітаційний запас на вході в робоче колесо. Застосування напраних апаратів дозволяє отримати колеса з більшими анти кавітаційними показниками $c_{кр} = 1200 \div 1500$. Отже закручування потоку зовнішніми силами (направляючим апаратом) приводять до збільшення кавітаційного запасу на вході в робоче колесо.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

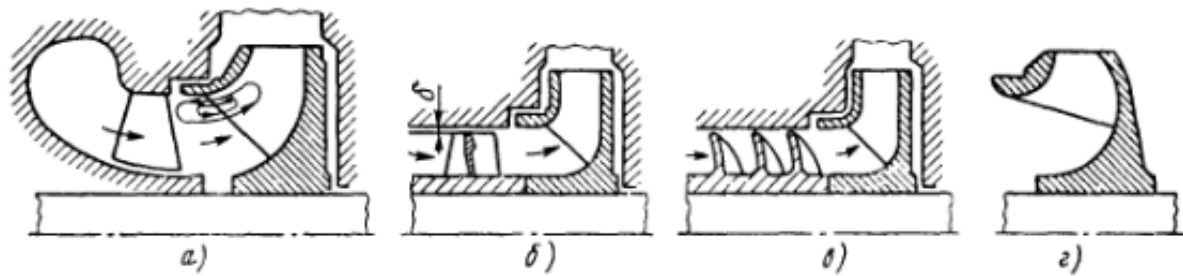


Рис.8.3 – Конструктивні шляхи підвищення кавітаційних якостей відцентрових насосів

Також ефективним заходом по підвищенню анти кавітаційних якостей насосу являється установка перед робочим колесом перед включеним осьовим колесом або шнеком, як показано на малюнку 8.3, б, в. перед включене колесо або шнек створюють додатковий підпір на вхожі у відцентрове робоче колесо, забезпечуючи без кавітаційну його роботу. Сам пристрій працює в умовах високої кавітації або суперкавітації. Не дивлячись на те, що для виготовлення подібних пристроїв використовують спеціальні матеріали при роботі в таких умовах руйнуються. Для зменшення кавітаційних руйнувань застосовують такі заходи: збільшують радіальний зазор між лопатями та втулкою; виконання клиновидного уступу на тильній стороні лопаті. Застосування перед включених коліс та шнеків дозволяє підвищити анти кавітаційні показники до значень $C_{кр} = 2500 \div 3000$ та вище.

При застосуванні «бочкоподібної» форми меридіанної проекції з відношенням живого перерізу при вході на лопать до площини вхідної воронки $\frac{F_1}{F_2} = 2 \div 2,5$ зменшує кавітаційний запас на вході в насос за рахунок зменшення навантаження на вхідні елементи лопаті, як показано на малюнку 8.3, г. Вхідна кромка загострюється, що приводить до зриву потоку з поверхні лопаті та змінює картину потенційного потоку. При цьому не виникає характерного мінімуму епюри тиску при обтіканні лопаті. Значення анти кавітаційного показнику при використанні таких коліс досягає до 2200. Але форма меридіанного проекції не впливає досягненню високого ККД

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

робочого колеса, а загострення кромки негативно впливає на довговічність колеса.

Також використання робочого колеса двохстороннього входу. При цьому вдвічі зменшується подача лопатевої системи колеса та покращує всмоктувальну спроможність за рахунок зменшення величини динамічного падіння тиску.

Можливе застосування дискових робочих коліс. Через відсутність лопатей динамічне падіння тиску відсутнє. Значення без кавітаційної роботи дискових робочих коліс досягає 3000.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

ВИСНОВКИ

В бакалаврській роботі вирішена практична задача створення відцентрового насоса для перекачування води в системах водопостачання промислових і комунальних об'єктів на параметри: подача $Q = 36 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 30 \text{ м}$.

Основні результати роботи:

1. Проведено аналіз конструктивних схем консольних відцентрових насосів і визначена конструкція насоса типу К.
2. Виконано обґрунтування конструктивної схеми насоса і наведено опис конструкції .
3. Виконано гідравлічні розрахунки: вибрано модель робочого колеса, розраховано коефіцієнт геометричної подібності і визначені основні розміри колеса і спірального відводу; розраховані осьова і радіальна сили; проведено розрахунок насоса на кавітацію.
4. Виконано розрахунок втрат і повного ККД насоса.
5. Виконано вибір електродвигуна і побудована пускова моментна характеристика.
6. Виконано механічні розрахунки: вала на міцність, довговічності підшипників, шпонкового з'єднання вала з колесом.
7. Розглянута відповідальність власника за невиконання нормативних вимог охорони праці.
8. Розглянуто принцип розроблення мережевого графіка технічної підготовки виробництва нової техніки.
9. Розроблено технологічний процес виготовлення робочого колеса.
10. Розроблені основні креслення спроектованого насоса: складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, теоретичне креслення робочого колеса, креслення робочого колеса, технологічне креслення робочого колеса, креслення ротора.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Схема відцентрового насоса [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://uchil.net/images/51/02/4275102.png>
2. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. – Л. : Машиностроение, 1966. – 364 с.
3. Відцентровий насос [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/e/e8/Centrifugal_Pump_RU.png/220px-Centrifugal_Pump_RU.png
4. Насос типу К [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/103001-3349049.jpg
5. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/
6. Консольні насоси типу К [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://electronpo.ru/konsolnie-nasosi-tipa-k>
7. Відцентровий насос типу К [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://artmar.com.pl/media/2016/08/1596010.jpeg>
8. Робоче колесо відцентрового насоса [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://septik.guru/wp-content/uploads/2016/05/rabochie_kolesa_dlya_centrobezhnih_nasosov_foto_large_st-300x200.jpg
9. обоче колесо відцентрового насоса [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://septik.guru/vodoprovod/nasosyi/tsentrobezhnyi/rabochee-koleso.html>
10. Насоси групи ГМС [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://nempump.com/o-gruppe-gms-2/>
11. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

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.
13. Лопастные насосы: справочник /В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986.
14. Дунаев П. Ф Конструирование узлов и деталей машин /П. Ф Дунаев , О. П. Леликов: учебное пособие для машиностроительных вузов. – М.: Высшая школа, 1985.
15. Иванов М. Н. Детали машин: учеб. для студентов втузов /под ред. В. А. Финогенова.– 6-е изд., перераб. – М.: Вышш. шк., 2000. – 383 с.
16. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. В. Шор. – М.: Машиностроение, 1979.
17. Сітьові методи планування [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://buklib.net/books/29495/>
18. Тарасюк Г. М. Планування діяльності підприємства /Г. М. Тарасюк , Л. І. Шваб : навчальний посібник. – Київ: "Каравела", 2003.
19. Закон України "Про охорону праці" [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>.
20. Відповідальність посадових осіб і працівників за порушення законодавства про охорону праці [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://pidruchniki.com/85762/bzhd/vidpovidalnist_posadovih_osib_pratsivnikov_p_orushennya_zakonodavstva_ohoronu_pratsi_obovyazkovi_medichni_oglyadi
21. Руденко П.О. Проектування технологічних процесів у машинобудуванні: навч. посібник. – К.: Вища шк. 1993. – 414 с.

					6.05050205.06БР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		99