

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

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

**“ Відцентровій насос для перекачування гарячої  
технічної води на парметри  $Q = 32 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H = 150 \text{ м}$ ,  
 $n = 3000 \text{ об/хв}$ ,  $t = 80^\circ \text{ C}$ ”**

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

Виконавець роботи Петренко Сергій Сергійович  
(*прізвище, ім'я, по батькові*)

---

(*підпис, дата*)

Науковий керівник

кандидат технічних наук, професор  
(*науковий ступінь, учене звання*)

Ковальов Ігор Олександрович  
(*прізвище, ім'я, по батькові*)

---

(*підпис, дата*)

Суми 2018

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 74 с., 22 рисунків, 10 таблиць, 2 додатки, 9 літературних джерел.

Тема роботи «Відцентровій насос для перекачування гарячої води (технічної) на параметри:  $Q=32 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H=150 \text{ м}$ ,  $n=3000 \text{ об/хв}$ ,  $t=80^\circ\text{C}$ ,  $z=3$ ,  $\Delta h=1.6 \text{ м}$ ».

Графічні матеріали: 6 аркуші формату А1: монтажне креслення насосного агрегата, складальне креслення насоса, креслення направляючого апарату, креслення валу, креслення робочого колеса.

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування гарячої води (технічної).

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса;
- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун і побудовано пускову моментну характеристику;
- розраховано довговічність підшипників;
- виконано розрахунки на міцність.

У розділі охорони праці розглянуто: Організація пожежної охорони промислових підприємств. Протипожежні вимоги щодо забезпечення вимушеної евакуації людей з будівель.

У розділі технології виробництва розглянуто: оцінка технологічності конструкції, характеристика типу виробництва, вибір і обґрунтування методу виготовлення заготовки, та розробка технологічного процесу виготовлення робочого колеса.

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, НАПРАВЛЯЮЧИЙ АПАРАТ, МАТЕРІАЛИ, УЩІЛЬНЕННЯ, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ.

## ЗМІСТ

	Технічне завдання	
	Реферат	
1	Опис конструкції .....	5
2	Гідравлічні розрахунки .....	8
2.1	Обґрунтування вибору конструктивної схеми і частоти обертання ротора ...	8
2.2	Визначення основних геометричних параметрів .....	9
2.3	Визначення діаметра вхідної кромки .....	13
2.4	Визначення геометричних параметрів виходу з РК.....	15
2.5	Побудова меридіанного перерізу .....	17
2.6	Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті .....	19
2.7	Профілювання лопаті .....	21
2.8	Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу .....	24
2.9	Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	26
2.10	Побудова лопаті в плані .....	28
3	Розрахунок направляючого апарату .....	29
4	Розрахунок гідродинамічних сил .....	34
4.1	Осьові сили, що діють на ротор .....	34
4.2	Радіальна сила .....	36
5	Розрахунок насоса на кавітацію .....	38
6	Розрахунок вибору привода насоса .....	39

					<b>6.05050205.32БР.000.00 ПЗ</b>		
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата			
Разраб.		Петренко			Лит.	Лист	Листов
Провер.		Ковальов					
Реценз.					<i>СумДУ, гр.ГМ-42</i>		
Н. Контр.		Алексеевко					
Утверд.							
					<i>Відцентровий насос для перекачування гарячої технічної води</i>		

7 Вибір матеріалів насоса .....	42
8 Розрахунки на міцність .....	45
8.1 Конструювання вала .....	45
8.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	45
9 Розрахунок вала .....	48
9.1 Розрахунок реакцій в опорах .....	48
9.2 Наближений розрахунок вала .....	49
9.3 Перевірний розрахунок вала .....	50
10 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	53
10.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом .....	53
10.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою .....	54
11 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність .....	56
12 Розділ з охорони праці .....	58
12.1 Організація пожежної охорони промислових підприємств.....	58
12.2 Протипожежні вимоги щодо забезпечення вимушеної евакуації людей з будівель.....	60
13 Розділ з технології виробництва .....	63
13.1 Якісна оцінка технологічності конструкції.....	63
13.2 Вибір і техніко-економічне обґрунтування методу виготовлення заготовки..	66
13.3 Розробка технологічного процесу обробки деталі.....	67
Висновок.....	73
Список літератури .....	74
Додаток А	
Додаток Б	

## ВСТУП

Виходячи з завдання дипломного проекту необхідно споектувати відцентровий насос для перекачування гарячої води (технічної) на параметри:

Подача  $Q=32\text{м}^3/\text{год}$ ;

Напір  $H=150\text{ м}$

Частота обертання  $n=3000\text{ об/хв}$

Температура рідини  $t=80^\circ\text{C}$

Число ступенів  $z=3$

Підпір насосу  $\Delta h=1,6\text{ м}$

Для такого технічного проекту найбільше підходить насос консольний загального призначення за ISO 2858-75.

Цей тип насосу найбільш прийнятний, бо температура перекачування таких насосів зазвичай не перевищує  $85^\circ\text{C}$  [1]. Також цей насос має дуже добру ремонтпридатність, степінь уніфікації (мають в наявності модельні проточні частини і технологічну оснастку), а ще має більш низьку матеріалоемність в порівнянні з іншими типами конструктивного виконання.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

## 1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА – АНАЛОГА

Агрегат електронасосний (рисунок 1.3) складається з насосу –1 ;двигуна-2, напівмуфти –3, загальної фундаментної плити (рами) – 4,огорожі – 5.

Насос (рисунок 1.1) - відцентровий, горизонтальний, консольний з осьовим входом, триступінчатий. Базовою деталлю є корпус-6 зі спіральним відводом, напірний патрубок який спрямований вертикально вгору.

До корпусу насоса кріпиться кронштейн 21, в розточеннях якого встановлені підшипники кочення 16 і 22, які є опорами ротора насоса. Між кронштейном і корпусом встановлений корпус сальника 28. З протилежного боку до корпусу кріпиться корпус ступені 37 і кришка входні 39. У розточеннях корпусу насоса і корпусу ступені встановлюються апарати направляючі 35,3.

Ротор насоса (рисунок 1.2 ) складається з валу – 3, входного колеса – 15, гільз між-ступеневих– 6, коліс –16,17, втулки – 1, кріпильних та інших деталей.

У місці виходу валу з корпусу сальника (рисунок 1.1 ) розташована сальникова набивка – 27, підтиснута за допомогою втулок – 13, фланця натискного –12.

На корпусі сальника розташовані два згони для під'єднання до трубопроводів підведення і відведення охолоджуючої рідини до сальнику при перекачуванні рідини з температурою понад 80 °С або при розрідженні на вході в насос.

Умовне позначення насоса ЗКО 32/150:

- Кількість ступенів – 3;
- Тип і конструктивне виконання К- консольний ; О- для гарячих рідин
- Подача насоса –32 (м<sup>2</sup>/год);
- Напір насоса –150 (м).

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

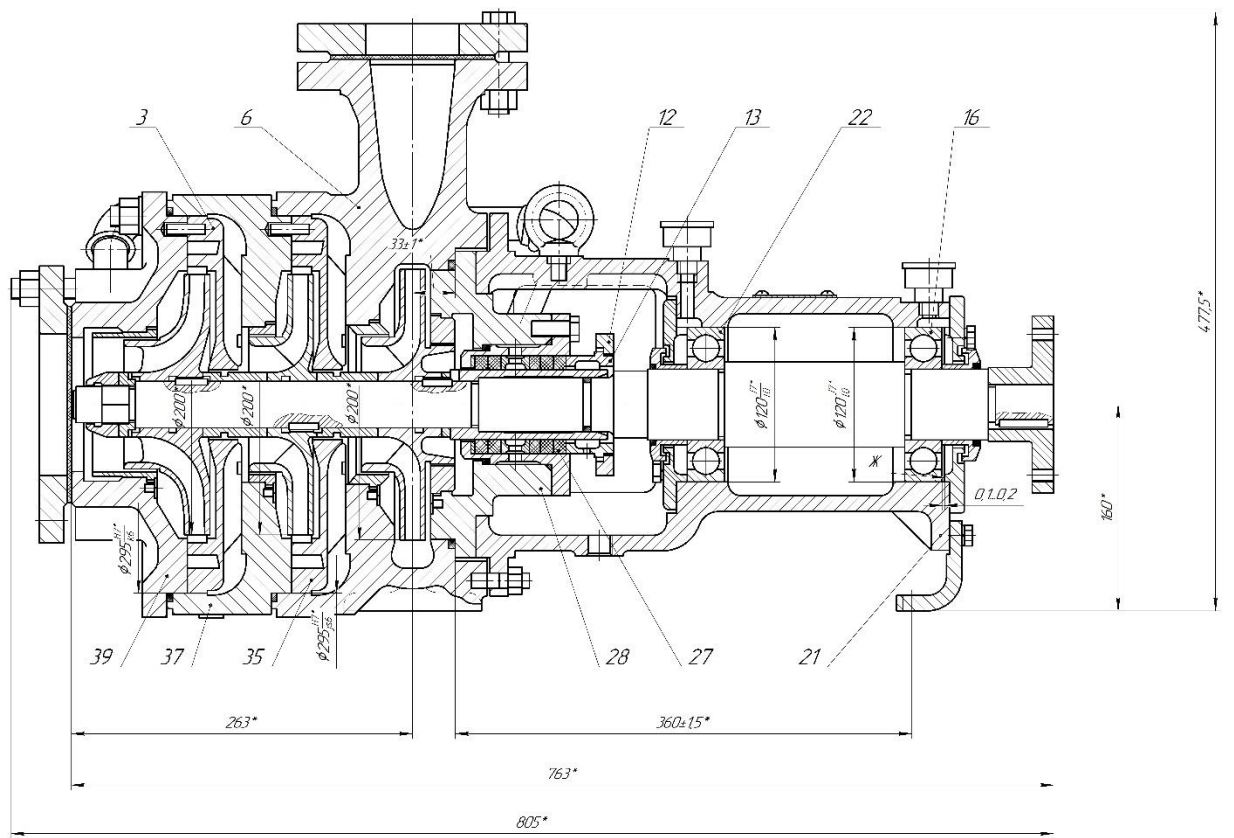


Рисунок 1.1– Розріз насосу

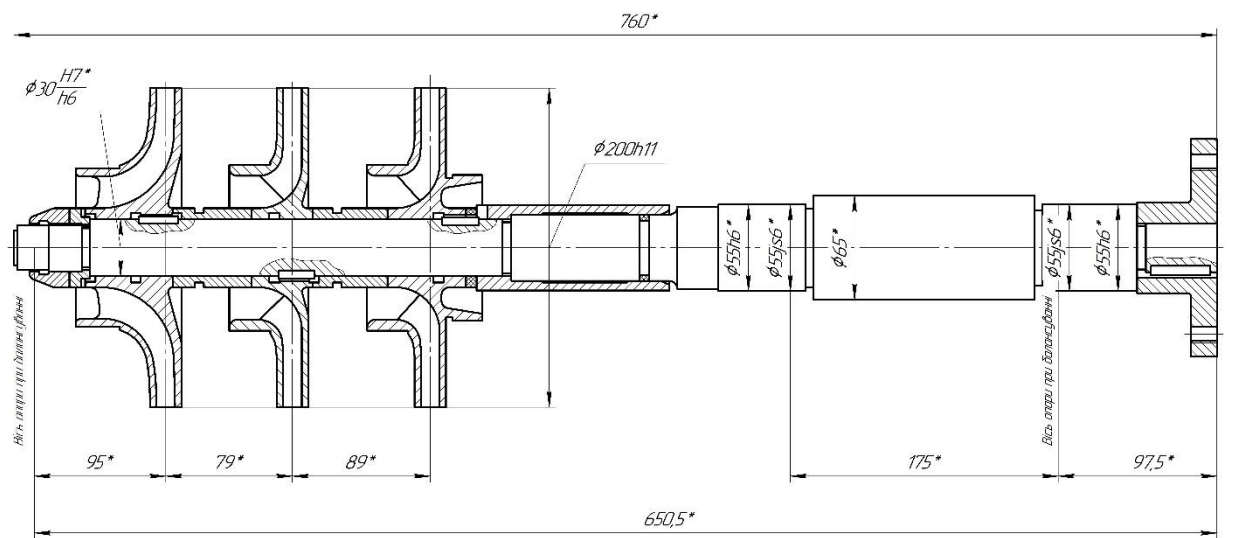


Рисунок 1.2 – Ротор в зборі

					Арк.	
					6	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	

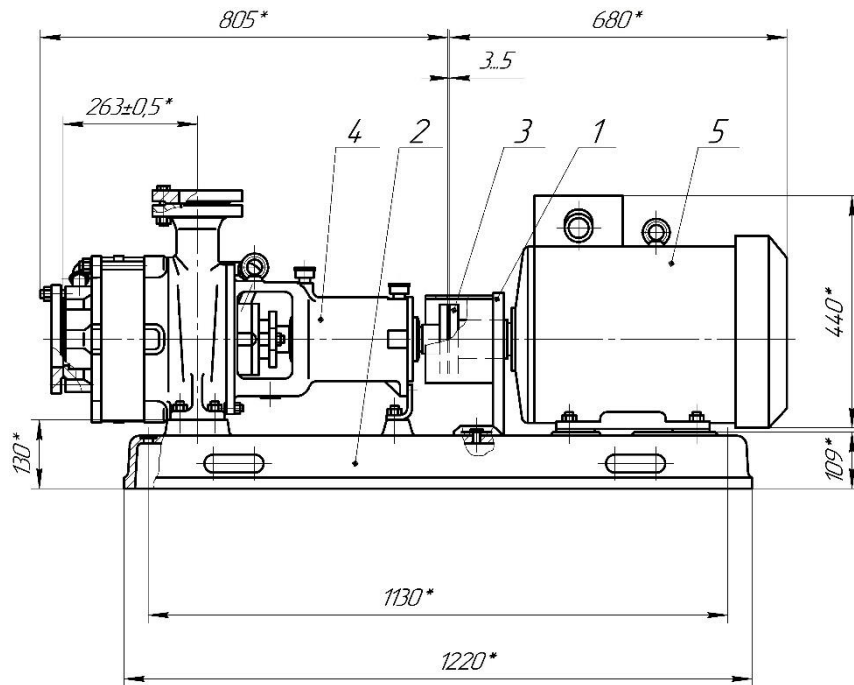


Рисунок 1.3 – Агрегат

Технічна характеристика насоса наведена на рисунку 1.4

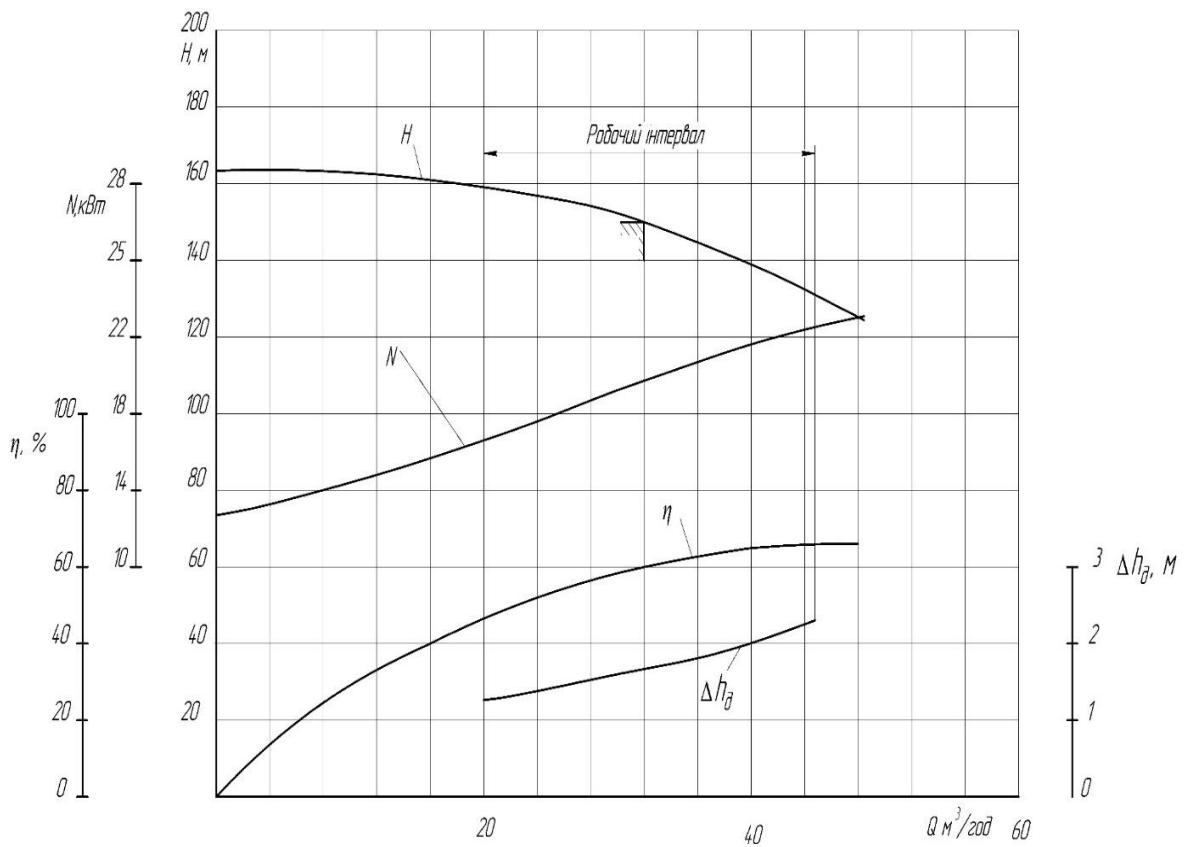


Рисунок 1.4 – Робоча характеристика насоса

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.05050205.32БР.000.00 ПЗ

Арк.

7



## 2 ГИРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

### 2.1 Обґрунтування вибору конструктивної схеми і частоти обертання ротора

Вибір проточної частини консольного насоса проводимо за допомогою коефіцієнта швидкохідності, який розраховується виходячи з заданих характеристик ступеня:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q} \cdot i^{3/4}}{60 \cdot H^{3/4}}, \quad (1)$$

де  $n$  – частота обертання вала насоса, об/хв;

$Q$  – подача ступеня, м<sup>3</sup>/год;

$H$  – напір ступеня, м;

$i$  – число ступенів насоса.

Виходячи з заданих параметрів (напір і подача рідини) та задаючись кількістю ступенів можливі наступні варіанти виконання, які зведені до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1– Розрахункові дані для вибору оптимальної конструкції

$z$	$Q$ , м <sup>3</sup> /год	$H$ , м	$n_s$	$\sim \eta_{ст}$ , %
1	32	150	24	35
2		75	41	52
3		50	55	61
4		37,5	68	70

Таким чином обираємо конструкцію з трьома ступенями, оскільки цей тип з найбільш прийнятний коефіцієнтом корисної дії (ККД) та надійності, матеріалоемності в порівнянні з чотирьохступінчатою конструкцією.

## 2.2 Визначення основних геометричних параметрів

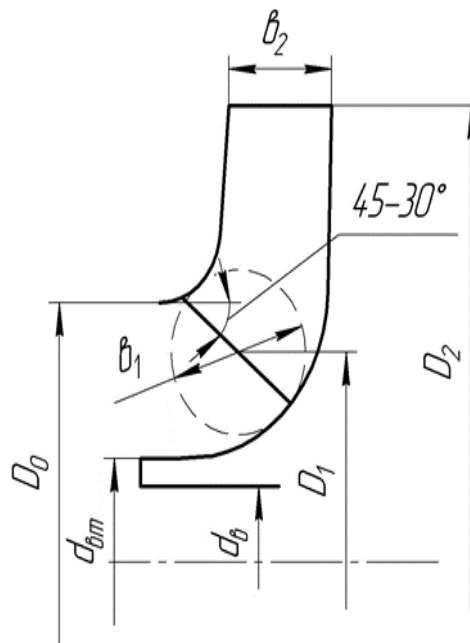


Рисунок 2.1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача:  $Q = 32$  [м<sup>3</sup>/год].

Напір:  $H = 150$  [м].

Частота обертів ротора:  $n = 3000$  [об/хв].

Число ступенів -  $z = 3$ .

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (2)$$

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{32}{3600}}}{\left(\frac{150}{3}\right)^{3/4}} = 55$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.05050205.32БР.000.00 ПЗ

Арк.

9

Напір ступені:

$$H_{\text{ст}} = \frac{H}{i} \quad (3)$$

$$H_{\text{ст}} = \frac{150}{3} = 50 \text{ [м]}$$

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

$$D_{1\text{пр}} = K_{\text{вх}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (4)$$

Де  $K_{\text{ex}} = 3.5 \div 5.0$  - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса

Приймаємо  $K_{\text{вх}} = 4.5$  для проміжних ступенів насоса.

$$D_{1\text{пр}} = 4.5 \cdot \sqrt{\frac{32}{3000 \cdot 3600}} = 0.065 \text{ [м]}$$

Визначення повного ККД насоса:

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

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot n_s^{-(2/3)}} \quad (5)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot 55^{-(2/3)}} = 0.955$$

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

$$\eta_{\text{г}} = \frac{0.42}{[\lg D_{1\text{пр}} - 0.172]^2} \quad (6)$$

$$\eta_{\text{г}} = \frac{0.42}{[\lg 65 - 0.172]^2} = 0.844$$

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

$$\eta_{\text{мех}'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^2} \quad (7)$$

$$\eta_{\text{мех}'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 55} = 0.786$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зовнішній механічний ККД задаємося  $\eta_{\text{мех}} = 0.95 \div 0.99$ . Приймаємо  $\eta_{\text{мех}} = 0.97$ .

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}} / \eta_{\text{мех}} \quad (8)$$

$$\eta = 0.955 \cdot 0.844 \cdot 0.786 \cdot 0.97 = 0.614$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0} \quad (9)$$

$$Q_{\text{рк}} = \frac{32}{0.955} = 33.5 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{\text{T}} = \frac{H_{\text{СТ}}}{\eta_{\Gamma}} \quad (10)$$

$$H_{\text{T}} = \frac{50}{0.844} = 59.3 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (11)$$

$$N = \frac{971.8 \cdot 9.81 \cdot 150 \cdot 32}{0.614 \cdot 3600} = 20690 \text{ [Вт]} = 20.7 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{\text{max}} = N \cdot k \quad (12)$$

де  $k$ - коефіцієнт запаса, який обирається в межах 1,5-1,05 [1].

$$N_{\text{max}} = 20.7 \cdot 1.15 = 23.8 \text{ [кВт]}$$

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

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (13)$$

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

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

Крутний момент на валу насоса:

$$M_{max} = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n} \quad (14)$$

$$M_{max} = \frac{30 \cdot 23800}{3.14 \cdot 3000} = 75.7 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо  $[\tau] = 150 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$  [2]

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 75.7}{3.14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0.03 \text{ [м]}$$

Приймаємо  $d_B = 30 \text{ [мм]}$

Визначення діаметра втулки за формулою [3]:

$$d_{BT} = (1.1 \div 1.4) \cdot d_B \quad (15)$$

$$d_{BT} = 1.3 \cdot 0.06 = 0.038 \text{ [м]}$$

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

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{BT}^2} \quad (16)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0.065^2 + 0.038^2} = 0.075 \text{ [м]}$$

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

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{рк}}{\pi \cdot D_{1пр}^2} \quad (17)$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

$$V_0 = \frac{4 \cdot 33.5}{3.14 \cdot 0.065^2} = 2.84 \text{ [м/с]}$$

### 2.3 Визначення діаметра вхідної кромки

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

Орієнтовно приймають що  $D_1 = 0.95 \cdot D_0 = 0.075 \cdot 0.95 = 0.071 \text{ [м]}$

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

$$V_{1m'} = V_0 = 2.84 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1 \quad (18)$$

де  $\psi_1 = 1.15 \dots 1.30$  - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 2.84 \cdot 1.28 = 3.63 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (19)$$

де  $U_1$  - переносна швидкість на вході в робоче колесо

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (20)$$

$$U_1 = \frac{3.14 \cdot 0.071 \cdot 3000}{60} = 11.22 \text{ [м/с]}$$

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

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

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3.63}{11.22 - 0} = 18^\circ$$

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

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (21)$$

$$\beta_1 = 18 + 8 = 26^\circ$$

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  $z = 7$ .

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку  $\psi_1$ :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (22)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.0355 \cdot \sin 26}} = 1.1272$$

Робимо перевірку  $|\psi_1 - \psi_1'| = |1.28 - 1.1272| = 0.008$

Знайдені значення  $\psi_1$  та  $\beta_1$  знаходяться в рекомендованих межах:

$$\beta_1 = 15 \dots 30^\circ; \psi_1 = 1.15 \dots 1.3.$$

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (23)$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$b_1 = \frac{33.5/3600}{3.14 \cdot 0.071 \cdot 3.63} = 0.011 \text{ [м]}$$

## 2.4 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  $V_{2u} = 0.5U_2$ :

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{ст}}}{n} \quad (24)$$

Де  $m_2 = 19.1$  при  $n_s \leq 100$ .

$$D_2 = 19.1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 50}}{3000} = 0.2 \text{ [м]}$$

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

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

$$V'_{2m} = (0.5 \dots 1.0) \cdot V_{1m} \quad (25)$$

$$V'_{2m} = 0.5 \cdot 3.63 = 1.82 \text{ [м/с]}$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right) \quad (26)$$

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

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

$\psi_2$  - 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,  $V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m} = 1.1 \cdot 1.82 = 2.0 \text{ [м/с]}$ .

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15



$$\frac{W_1}{W_2} = 3.7 - 0.054 \cdot n_s + 1.0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0.98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3 \quad (27)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3.7 - 0.054 \cdot 55 + 1.0 \cdot 10^{-4} \cdot 55^2 - 0.98 \cdot 10^{-4} \cdot 55^3 = 1.779$$

Тоді

$$\beta_2 = \arcsin \left( 1.779 \cdot \frac{1.1}{1.28} \cdot \frac{2.0}{3.63} \cdot \sin 26^\circ \right) = 21.6^\circ$$

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

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1} \quad (28)$$

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

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot K_z} \quad (29)$$

де  $K_z$ - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{U_2}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2 \quad (30)$$

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

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

$$V_{2u\infty} = \frac{3.14 \cdot 0.1 \cdot 3000}{60} - \frac{1.82}{\operatorname{tg} 21.6} = 26.44 \text{ [м/с]}$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_2 = \frac{2.0}{2 \cdot \operatorname{tg} 21.6} + \sqrt{\left( \frac{2.0}{2 \cdot \operatorname{tg} 21.6} \right)^2 + 9.81 \cdot 73.78 + 0 \cdot 11.22} = 30.1 \text{ [м/с]}$$

$$K_z = 1 - \frac{30.1}{26.44} \cdot \frac{3.14}{7} \cdot \sin 21.6 = 0.803$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$H_{T\infty} = \frac{30}{0.844 \cdot 0.803} = 73.78 \text{ [м]}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру  $D_2$ :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (31)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 30.1}{3.14 \cdot 3000} = 0.192 \text{ [м]}$$

Приймаємо  $D_2 = 200 \text{ [мм]}$ .

Уточнюємо значення  $\psi_2$ :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (32)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.1 \cdot \sin 21.6}} = 1.099$$

Робимо перевірку  $|\psi_2 - \psi_2'| = |1.1 - 1.099| = 0.001$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{рк}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (33)$$

$$b_2 = \frac{33.5/3600}{3.14 \cdot 0.2 \cdot 2.0} = 0.0082 \text{ [м]}$$

Приймаємо  $b_2 = 9 \text{ мм}$ .

## 2.5 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):

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вТ}}^2) \quad (34)$$

$$F_0 = \frac{3.14}{4} \cdot (75^2 - 38^2) = 3282$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{\text{ВЫХ}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (35)$$

$$F_{\text{ВЫХ}} = 3.14 \cdot 200 \cdot 9 = 5652$$

Проміжних:

$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (36)$$

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 будемо 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)  $n = 3$ .

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,  $m^3 / c$ :

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k \quad (37)$$

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

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

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

$$r_{\text{ц.т.}} \cdot l = \text{const} \quad (38)$$

Данні розрахунку виконують в табличній формі (таблиця 2.1)

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Таблиця 2.1 – Дані розрахунку

№	$b_i$ , мм	$r_i$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$F_i$ , мм <sup>2</sup>
1	18.5	28.3	0	3282
2	19.4	28.9	7	3550
3	19	30.0	10.6	3865
4	17.5	32.8	13	4165
5	15.5	37.1	15.6	4570
6	14.0	45.0	18.2	5090
7	13.0	54.0	19.2	5320
8	11.8	63.0	19.5	5395
9	9.0	100.0	20.5	5650

За даними таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

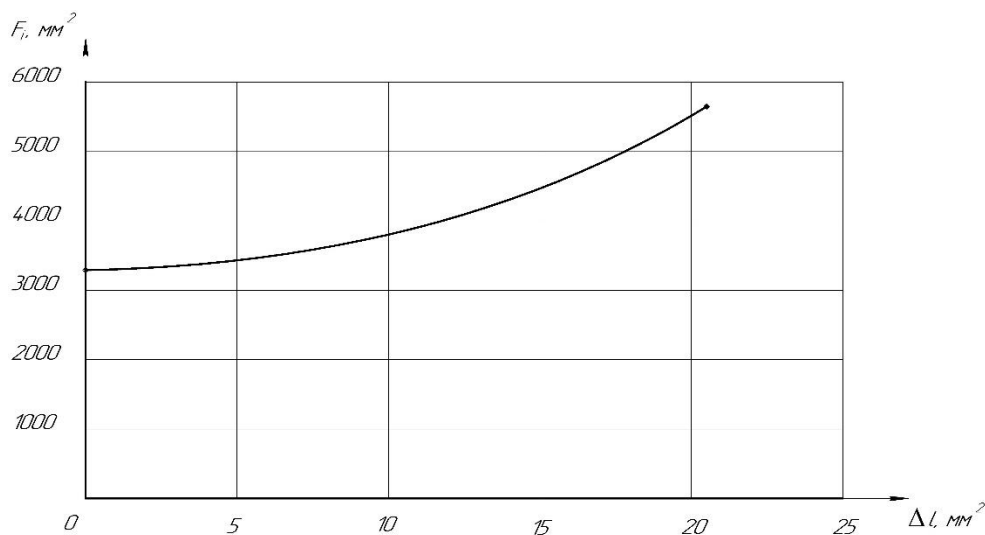


Рисунок 2.2– Графік зміни площ меридіанного перерізу РК  
**2.6 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті**

При проектуванні РК досить часто використовується схема рівношвидкісного потоку, згідно якої меридіанна швидкість  $U_m$  приймається постійною уздовж нормалі.

Практика доводить, що розрахунок РК при  $U_m = \text{const}$  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 рідини. 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.2.3.

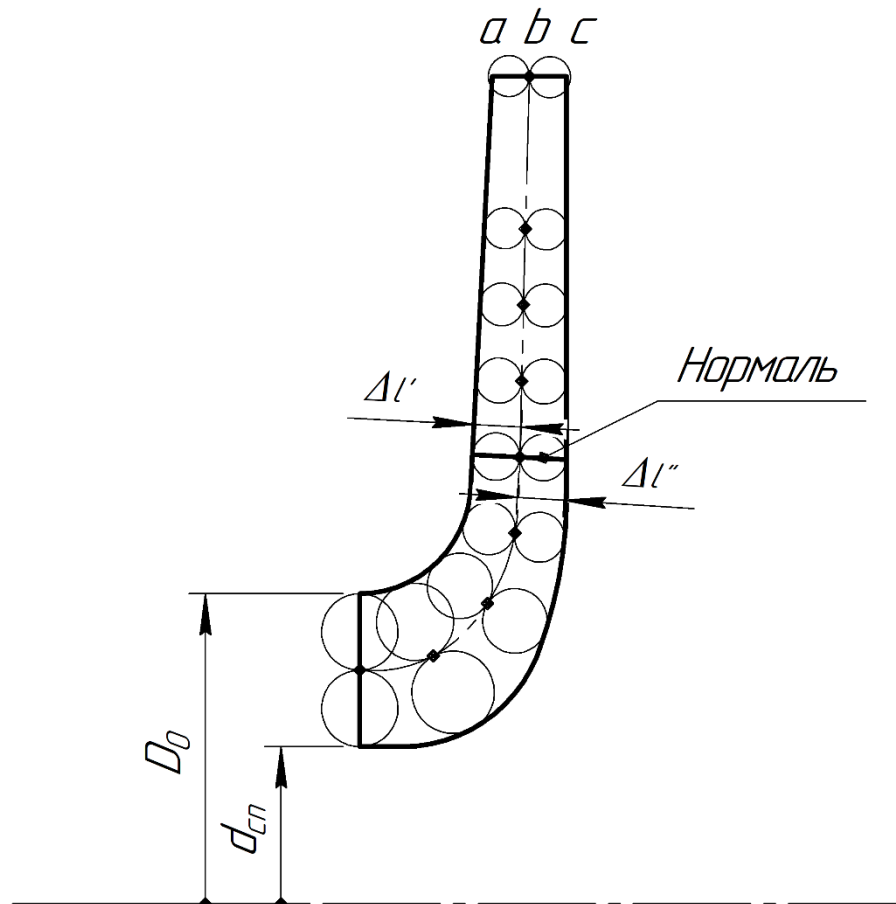


Рисунок 2.3 – Побудова лінії току

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

## 2.7 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  $\Delta S$  і  $\Delta L$ .

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const} \quad (39)$$

де  $R_{\text{к.ц.}}$  - радіус конформного циліндра, приймаємо  $R_{\text{к.ц.}} = 100$  мм;

$C$  - константа, приймаємо  $C = 10$ .

$$\Delta L = \frac{100}{10} = 10 [\text{мм}]$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi \quad (40)$$

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

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

$$\Delta S = \frac{100 \cdot 3.14}{180} \cdot 10 = 17.44 [\text{мм}]$$

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

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а – покриваючий диск;

с – середньо-витратна лінія струму;

б – основний диск

На відрізку  $\Delta L$  за умовами конформності:

$$\frac{r_{срi}}{\Delta l} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = 10 = const \quad (41)$$

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  $\beta$  на кожній розрахунковій лінії струму повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута  $\beta_1$  до  $\beta_2$ ;

- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату  $\beta$  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:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{к.ц.}}{z} \quad (42)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 150}{8} = 117 \text{ [мм]}$$

кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1.5 \cdot t^0 \quad (43)$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $t^0 = 360/z$ ,

$$t^0 = \frac{360}{7} = 51^\circ$$

$$110^\circ > (1.5 \cdot 72 = 77^\circ)$$

Паралелі точок а, б ,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:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i} \quad (44)$$

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.

Таблиця 2.2 – Покриваючий диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$r_{ц.м.}$ мм	95	86	78	70.5	64	58	52.5	47.5	43.5	40
$\Delta l$	9.5	8.6	7.8	7.05	6.4	5.8	5.25	4.75	4.35	4
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10



Таблиця 2.3 – Середня лінія

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$r_{ц.м.}$ мм	95	86	78	70.5	63.8	57.8	52.5	47	43	39	36
$\Delta l$	9.5	8.6	7.8	7.0	6.38	5.78	5.25	4.7	4.3	3.9	3.6
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 2.4 – Основний диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$r_{ц.м.}$ мм	95. 2	86. 2	78	70. 5	63. 8	57. 7	52. 3	47	43	39	35	32	29
$\Delta l$	9.2	8.6 2	7.8	7.0 5	6.3 8	5.7 7	5.2 3	4.7	4.3	3.9	3.5	3.2	2.9
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

## 2.8 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

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

Визначимо окружну швидкість по формулі:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{вх} \cdot n}{60} \quad (45)$$

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

Струминка а:

$$U_{1a} = \frac{3.14 \cdot 0.0798 \cdot 3000}{60} = 12.53 \text{ [м/с]}$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ				Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					24

Струминка b:

$$U_{1b} = \frac{3.14 \cdot 0.071 \cdot 3000}{60} = 11.22 \text{ [м/с]}$$

Струминка c:

$$U_{1c} = \frac{3.14 \cdot 0.0604 \cdot 3000}{60} = 9.48 \text{ [м/с]}$$

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

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (46)$$

Струминка a:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{3.63}{12.53 - 0} = 16^\circ$$

Струминка b:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{3.63}{11.22 - 0} = 18^\circ$$

Струминка c:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{3.63}{9.48 - 0} = 21^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta$$

$$\beta_{1a} = 16 + 3 = 19^\circ \text{ (дослідне значення } \Delta\beta_{\text{опт}} = 1^\circ \div 3^\circ)$$

$$\beta_1 = 18 + 8 = 26^\circ \text{ (дослідне значення } \Delta\beta_{\text{опт}} = 3^\circ \div 8^\circ)$$

$$\beta_1 = 21 + 9 = 30^\circ \text{ (дослідне значення } \Delta\beta_{\text{опт}} = 3^\circ \div 10^\circ)$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

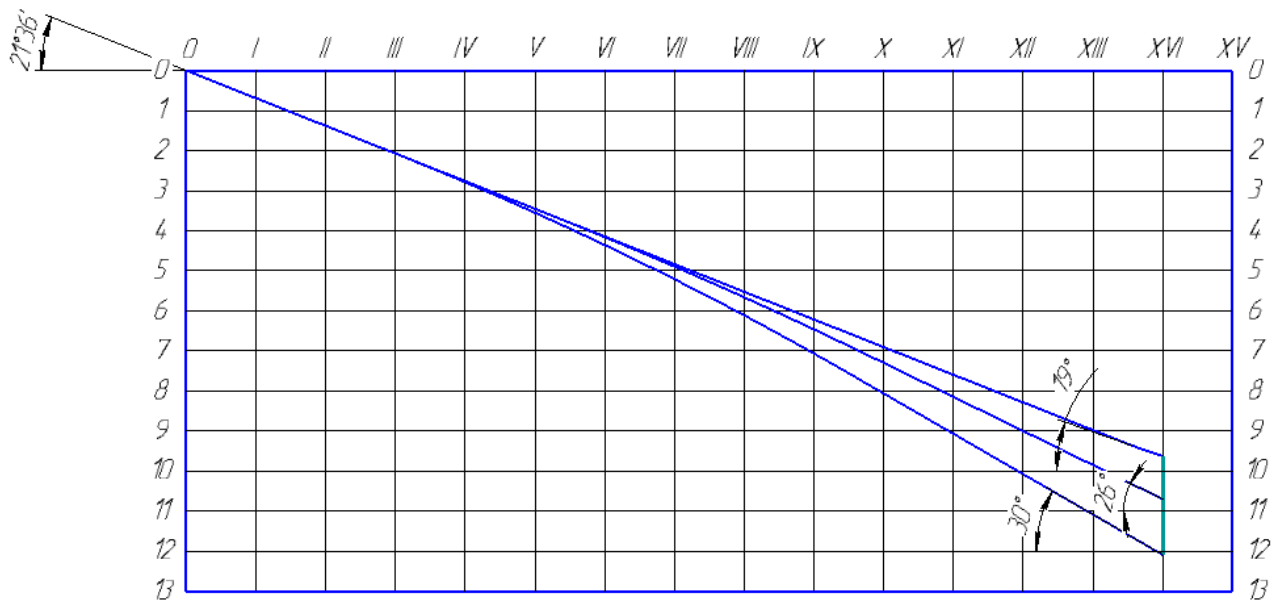


Рисунок 2.4 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра  
(конформна діаграма)

## 2.9 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 конформної діаграми.

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

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.05050205.32БР.000.00 ПЗ

Арк.

26

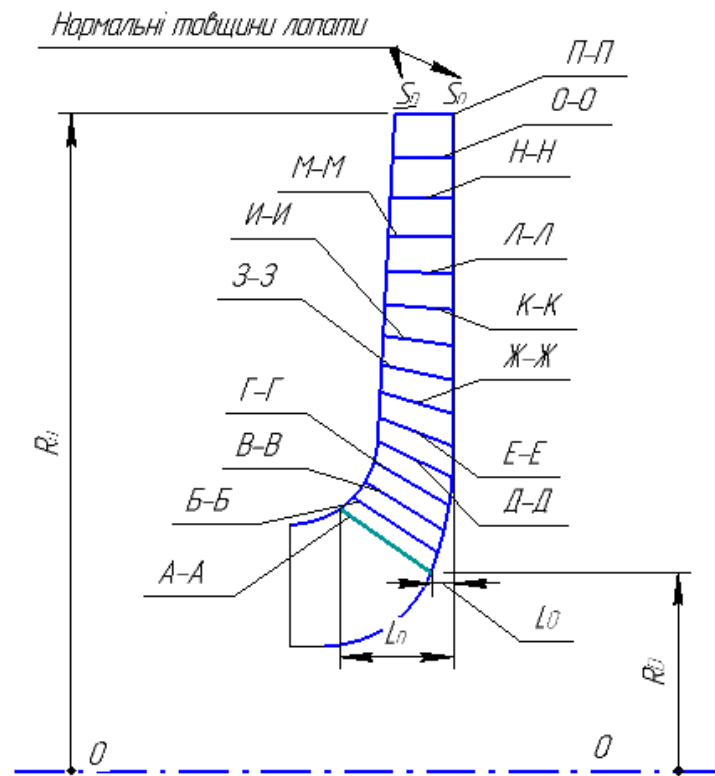


Рисунок 2.5 – Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

## 2.10 Побудова лопаті в плані

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

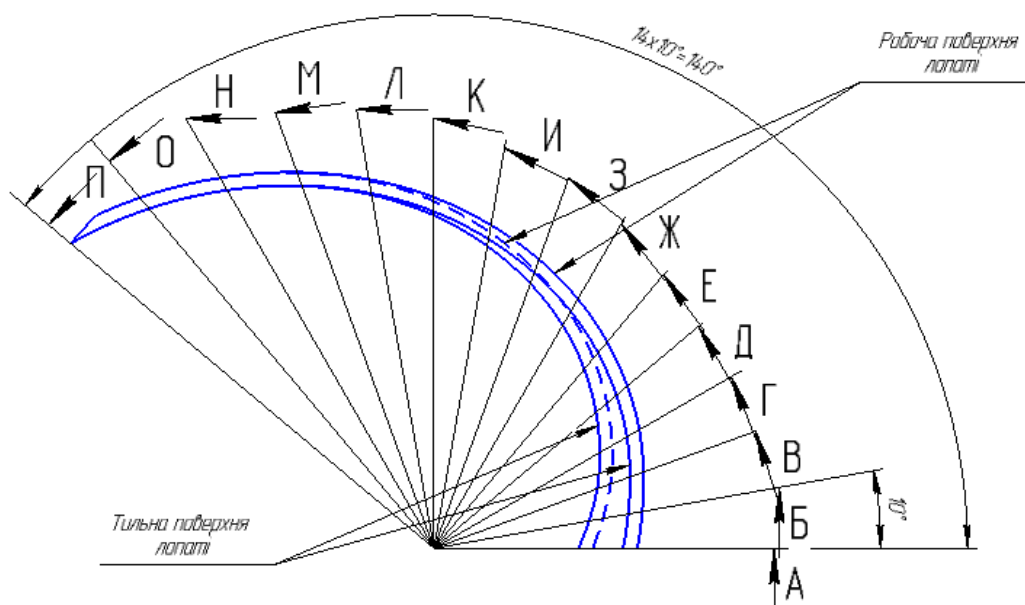


Рисунок 2.6 – Лопать в плані

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.05050205.32БР.000.00 ПЗ

Арк.

28

### 3 РОЗРАХУНОК НАПРАВЛЯЮЧОГО АПАРАТУ

Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q = 32 \text{ [м}^3\text{/год]}$
Напір ступені насоса	$H = 50 \text{ [м]}$
Частота обертів ротора:	$n = 3000 \text{ [об/хв]}$
Колова складова швидкості потоку на виході з Р.К.	$V_{2u\infty} = 26.44 \text{ [м/с]}$
Колова складова швидкості потоку на вході з Р.К.	$V_{1u} = 0 \text{ [м/с]}$
Зовнішній діаметр р. к.	$D_2 = 200 \text{ [мм]}$
Ширина р. к. на виході	$b_2 = 9 \text{ [мм]}$

Діаметр початкового кола вибираємо з умов забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та направляючим апаратом з метою вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса. Досвід ВНПАЕН свідчить, що найбільш прийнятна формула:

$$D_3 = (1.02 \div 1.1) \cdot D_2 \quad (47)$$

$$D_3 = 1.1 \cdot 200 = 210 \text{ [мм]}$$

Визначаємо ширину направляючого апарату в перерізі  $b_3$ . Виходячи з досвіду ВНПАЕН по формулі:

$$b_3 = 1.1 \cdot b_2 + 1.5 \quad (48)$$

$$b_3 = 1.1 \cdot 9 + 1.5 = 11.4 \text{ [мм]}$$

Приймаємо  $b_3 = 12 \text{ [мм]}$ .

Число лопатей направляючого апарату вибираємо в залежності від числа лопатей робочого колеса з умов відсутності неврівноважених сил  $P$  та неврівноважених пульсацій тиску. При  $z_{р.к.} = 7$  неврівноважені сили  $P$  та неврівноважені пульсації тиску відсутні при  $z_{н.а.} = 6$ .

Знаходимо кут установки лопатей направляючого апарату  $\alpha_{3л}$ .

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Радіальна складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3} \quad (49)$$

$$V_{m3} = \frac{32}{\pi \cdot 0.21 \cdot 0.012 \cdot 3600} = 1.12 \text{ [м/с]}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює:

$$V_{u3} = V_{2u\infty} \cdot k_z \cdot \frac{D_2}{D_3} \quad (50)$$

де  $k_z = 0.7 \dots 0.8$

$$V_{u3} = 26.44 \cdot 0.7 \cdot \frac{200}{210} = 17.62 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході в направляючий апарат без врахування стиснення:

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}} \quad (51)$$

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{1.12}{17.62} = 3.7^\circ$$

З врахуванням стиснення:

$$\alpha_{3n}' = \arctg \frac{V_{m3}}{\psi_3 \cdot V_{u3}} \quad (52)$$

де  $\psi_3$  - коефіцієнт стиснення потоку.

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \cdot \sin \alpha_{3n}} \quad (53)$$

де  $t_3$  - крок лопаті направляючого апарату;

$\delta$  - нормальна товщина лопаті направляючого апарату на вході,  $\delta = 3$  [мм].

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_{н.а.}} \quad (54)$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_3 = \frac{3.14 \cdot 210}{9} = 0.11[\text{м}]$$

Тоді

$$\psi_3 = 1 - \frac{0.003}{0.073 \cdot \sin 3.7} = 0.58$$

$$\alpha_{n3}' = \arctg \frac{1.12}{0.346 \cdot 17.62} = 6^\circ$$

Кут установки лопатки направляючого апарату:

$$\alpha_{л3} = \mu \cdot \text{tg} \alpha_{n3}' \quad (55)$$

Де  $\mu$  - коригуючий коефіцієнт (1.2 ÷ 1.8).

$$\alpha_{л3} = 1.2 \cdot \text{tg} 10.4 = 0.126$$

Тоді

$$\alpha_{л3} = \arctg(\text{tg} 10.4) = 7^\circ$$

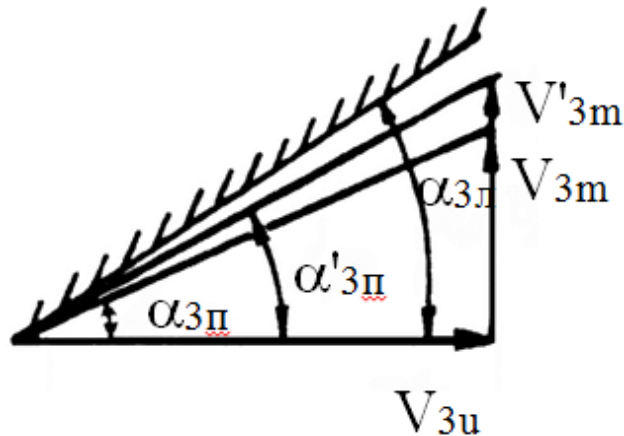


Рисунок 3.1 – Трикутник швидкостей лопатей на вході в направляючий апарат

Спіральний відрізок лопатей виконують по логарифмічній спіралі:

$$\frac{R_3'}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{\text{н.а.}}} \cdot \mu \cdot \text{tg}(\alpha_{n3})} \quad (56)$$

Звідси

$$R_3' = R_3 \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{\text{н.а.}}} \cdot \mu \cdot \text{tg}(\alpha_{n3})} = 105 \cdot e^{\frac{2 \cdot 3.14}{9} \cdot 1.2 \cdot \text{tg}(3.7)} = 119[\text{мм}]$$

Висота вхідного перерізу:



$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cdot \cos \alpha_{лз} - \delta \quad (57)$$

$$a_3 = (113 - 105) \cdot \cos 12.4 - 3 = 8[\text{мм}]$$

Визначаємо розміри дифузорного каналу.

Дифузорна частина направляючого апарату визначає його гідродинамічну досконалість як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну.

Найкращі умови перетворення енергії забезпечують прямоосні дифузори с розширенням в двох напрямках: осьовому та радіальному.

Довжина дифузорного каналу:

$$l_{\text{диф}} = a_3 \cdot (3 \div 5) \quad (58)$$

$$l_{\text{диф}} = 5 \cdot 5 = 25[\text{мм}]$$

Площа входу в дифузорний канал:

$$F_3 = a_3 \cdot b_3 \quad (59)$$

$$F_3 = 5 \cdot 12 = 60[\text{мм}^2] = 9.6 \cdot 10^{-3}[\text{м}^2]$$

Площа виходу з дифузорного каналу:

$$F_4 = F_3 \cdot 2 \quad (60)$$

$$F_4 = 60 \cdot 2 = 120[\text{мм}^2] = 19.2 \cdot 10^{-3}[\text{м}^2]$$

Опосередкований кут розширення дифузора  $\varphi_{\text{екв.}}$ , порахований по еквівалентному конусу:

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}} \quad (61)$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{120}{3.14}} - \sqrt{\frac{6.0}{3.14}}}{25} = 10^\circ$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

## 4 РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ

### 4.1 Осьові сили, що діють на ротор

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає неврівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса.

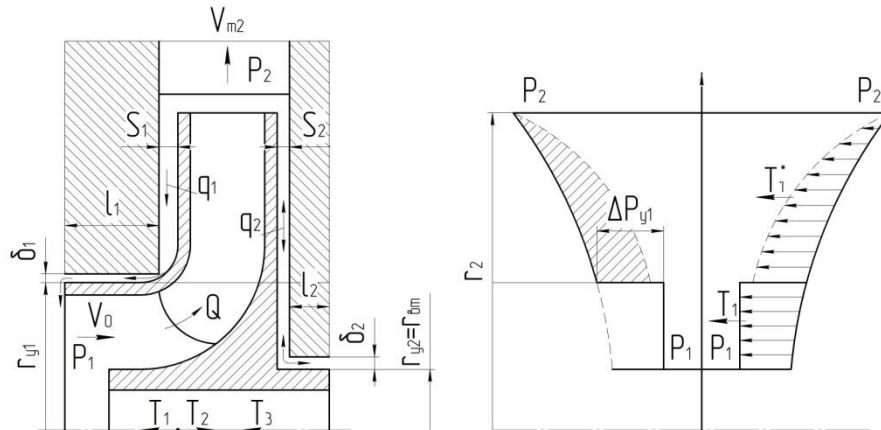


Рисунок 4.1 – Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса.

При складанні епюр тиску (див. рис. 4.1) на зовнішніх сторонах дисків залишається неврівноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами  $r_{y1}$  та  $r_{y2}$ , що і обумовлює наявність осьової сили  $T_1$ . По осі насоса також діє динамічна сила  $T_2$ , обумовлену натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний.

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса для нормальних зазорів в ущільненні :

$$T = T_1 - T_2 \quad (62)$$

де  $T_1$  - сила, викликана нерівномірністю розподілу тисків на основному та покривному дисках робочого колеса, Н;

$T_2$  - динамічна сила, обумовлена натіканням потоку рідини на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний, Н;

									Арк.
									34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.05050205.32БР.000.00 ПЗ				

Осьова сила  $T_1$  визначається за формулою:

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[ H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot \left( r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 - r_{y2}^2}{2} \right) \right] \quad (63)$$

де  $\gamma = \rho \cdot g = 971.8 \cdot 9.81 = 9533.4$  [Н/м<sup>3</sup>] - питома вага рідини, Н/м<sup>3</sup>;

$r_{y1} = 0.05$  [м] - радіус переднього ущільнення;

$r_{y2} = 0.026$  [м] - радіус заднього ущільнення;

$H_p$  - потенційний напір робочого колеса

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m \cdot \eta_{г.к.} \cdot \left( 1 - \frac{g \cdot H_m}{2 \cdot u_2^2} \right) \quad (64)$$

де  $\eta_{г.к.}$  - гідравлічний ККД робочого колеса (приймають  $\eta_{г.к.} = \sqrt{\eta_{г.}} = \sqrt{0.844} = 0.919$ );

$H_m$  - теоретичний напір, м.

Знаходимо потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = 59.3 \cdot 0.919 \cdot \left( 1 - \frac{9.81 \cdot 59.3}{2 \cdot 30.1^2} \right) = 37 \text{ [м]}$$

$$T_1 = 9533.4 \cdot 3.14 \cdot (0.05^2 - 0.026^2) \cdot$$

$$\cdot \left[ 37 - \frac{314^2}{8 \cdot 9.81} \cdot \left( 0.1^2 - \frac{0.05^2 - 0.026^2}{2} \right) \right] = 1397 \text{ [Н]}$$

Осьова сила  $T_2$  знайдена А.А Ломакіним з рівняння кількості руху і для радіальних колес дорівнює [1]:

$$T_2 = \rho \cdot Q \cdot V_0 \quad (65)$$

Тоді осьова сила  $T_2$ :

$$T_2 = 971.8 \cdot \frac{32}{3600} \cdot 2.84 = 25 \text{ [Н]}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса буде дорівнювати:

$$T = 1397 \cdot 3 - 25 = 4189 \text{ [Н]}$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

## 4.2 Радіальна сила

Причини, що призводять до виникнення радіальної сили, можуть бути як механічного, так і гідравлічного характеру. Гідродинамічна радіальна сила виникає внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку на всмоктувальній та напірній сторонах робочого колеса.

Рівнодійна сил тиску для насосів зі спіральним відводом визначається за формулою

$$R = K_R \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{опт}}}\right)^2 \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (66)$$

де  $K_R \approx 0.36$  – експериментальний коефіцієнт, [1];

$Q_{\text{опт}} = Q = 32$  [м<sup>3</sup>/год] – подача при оптимальному режимі;

$b_2 = 0.01$  [м] – ширина колеса на виході.

$$R = 0.36 \cdot \left(1 - \frac{32}{32}\right)^2 \cdot 9533.4 \cdot 150 \cdot 0.2 \cdot 0.01 = 0 \text{ [Н]}$$

Максимального значення радіальна сила набуває при нульовій подачі насоса ( $Q = 0$ ), тому і розрахунок краще проводити для нульової подачі. У зв'язку з цим максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою

$$R_{\text{max}} = K_R \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (67)$$

$$R_{\text{max}} = 0.36 \cdot 9533.4 \cdot 150 \cdot 0.2 \cdot 0.01 = 1030 \text{ [Н]}$$

Напрямок сили  $R$  залежить від подачі та швидкохідності насоса. При  $Q = Q_{\text{опт}}$  радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 4). Для подальших розрахунків зробимо припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

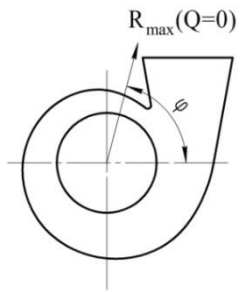


Рисунок 4.2 - Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах зі спіральним відводом

Гідродинамічні сили негативно впливають на роботу насоса, приводять до виходу з ладу радіальних підшипників кочення та ущільнень ротора.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

## 5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

Кавітація належить до гідродинамічних явищ і залежить від гідродинамічних якостей робочих органів машини та фізичних властивостей рідини. Зазвичай, кавітація виникає при падінні тиску до значення, що дорівнює або менше від тиску пружності насиченого пару та супроводжується порушенням суцільності потоку з утворенням порожнин, насичених паром та розчинених у рідині газами. Також вона виникає при зниженні місцевого тиску з різних причин динамічного характеру: збільшення швидкості рідини через збільшення частоти обертання, відриву або стискання потоку, відхилення ліній току від їх нормальних траєкторій [2].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$C = \frac{5.62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}} \quad (68)$$

$$C = \frac{5.62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{32}{3600}}}{1.6^{\frac{3}{4}}} = 1117$$

Установлено, що насоси мають добрі антикавітаційні показники при  $C = 700 - 900$ .

Так як в нашому випадку кавітаційний коефіцієнт швидкохідності значно більший за наведені вище значення ( $C = 1117$ ), то проєктований насос при заданій висоті всмоктування буде мати добрі антикавітаційні показники.

Для ослаблення кавітації використовується робоче колесо першої ступені з розширеним входом.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

## 6 РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА

### 6.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі

$$N = 20.7 \text{ [кВт]}$$

Максимальна потужність на валу насоса (див. формулу 13) :

$$N_{max} = 23.8 \text{ [кВт]}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун 4АМУ180М2 УХЛ4, з потужністю 30 кВт, частотою обертання 3000 об/хв.

### 6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

Початковий момент пуску агрегату ( $n_A = 0$ ) [1]:

$$M_A = 0.21 \cdot M_{ном} \quad (69)$$

де  $M_{ном}$  - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega}$$

де  $\omega$  - колова швидкість обертання ротора насоса,  $c^{-1}$ . Вона визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (70)$$

де  $n = 3000$  [об/хв] - частота обертання ротора насоса.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$$\omega = \frac{3.14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ [с}^{-1}\text{]}$$

$$M_{\text{ном}} = \frac{20.7}{314} = 66 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0.21 \cdot 66 = 13.86 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\text{max}} = 75.7 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0.3 \cdot n_{\text{ном}} \quad (71)$$

$$n_B = 0.3 \cdot 3000 = 900 \text{ [об/хв]}$$

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

$$M_B = 0.03 \cdot M_{\text{max}} \quad (72)$$

$$M_B = 0.03 \cdot 75.7 = 2.27 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (73)$$

$$k = \frac{75.7}{3000^2} = 0.084 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (74)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 4.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 1 будують залежність  $M = f(n)$ ;
- точки А ( $n_0; M_0$ ) та В ( $n_B; M_B$ ) з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1 - Пускова моментна характеристика

н, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
М, Н·м	0	2.1	8.4	19	33.6	52.6	75.7

На рисунку 6.1 наведена пускова- моментна характеристика насосного агрегату.

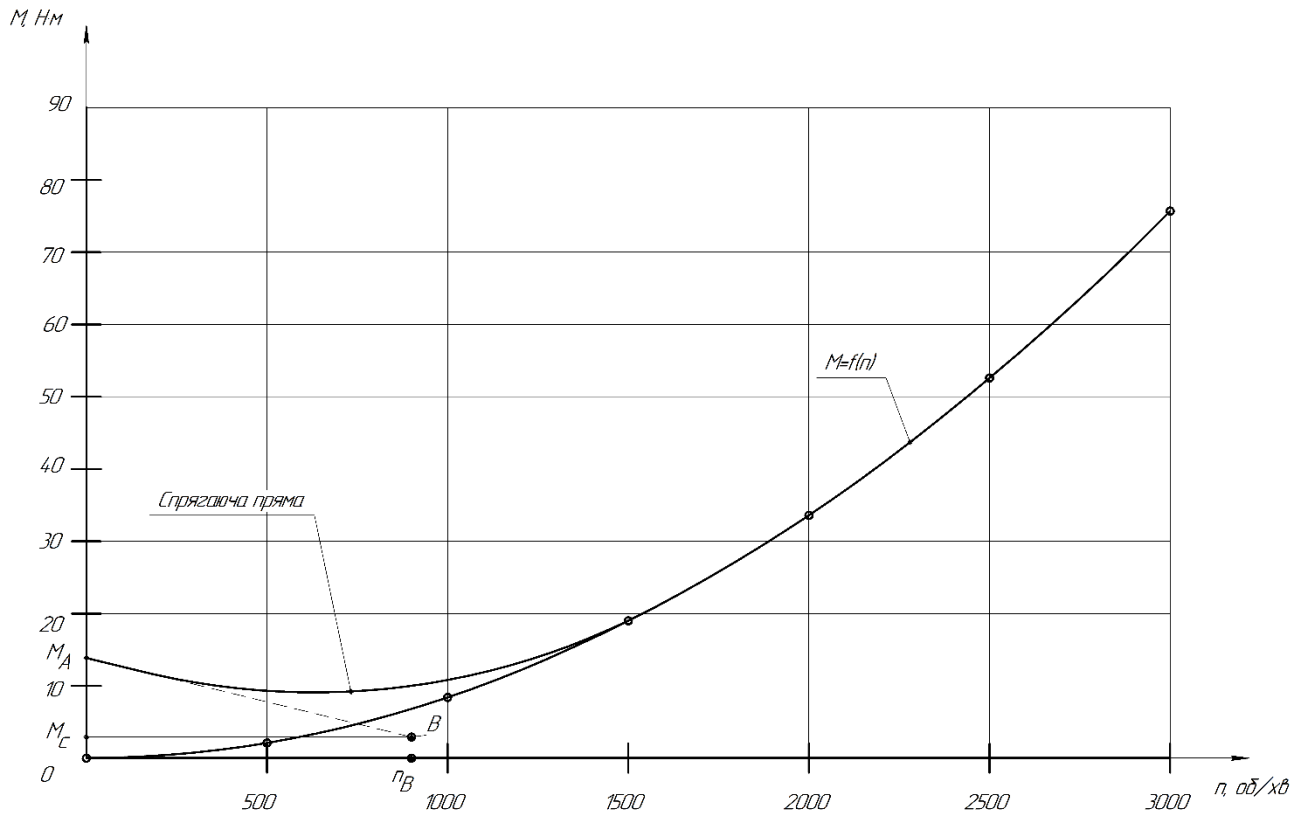


Рисунок 6.1 – Пускова-моментна характеристика

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.05050205.32БР.000.00 ПЗ

Арк.

41

## 7 ВИБІР МАТЕРІАЛІВ НАСОСА

Вибір матеріалу робочих коліс повинен проводитися з урахуванням цілого ряду вимог.

Механічні властивості матеріалу повинні забезпечувати необхідну міцність робочого колеса з урахуванням температурних напружень.

Коефіцієнти лінійного розширення матеріалів сполучених деталей повинні бути приблизно однаковими.

Не менш важливою характеристикою є стійкість матеріалу проти корозії в перекачуваній рідині. Часто для визначення корозійних властивостей води використовують показник рН, що характеризує концентрацію іонів водню. З підвищенням температури води показник рН зменшується.

Перекачувана рідина рухається в каналах робочого колеса з високими швидкостями. Тому матеріал коліс повинен мати гарну стійкість проти ерозії.

Найбільш часто робочі колеса насосів виготовляються з:

- нержавіючої сталі 20Х13Л;
- вуглецевої сталі 25Л;
- чавунів марки СЧ 18-36.

Чавун як конструкційний матеріал має широке застосування. Низька вартість і добрі ливарні якості чавуну дають можливість отримувати складні і тонкостінні відливки. З сірого чавуну виготовляють, кронштейни, стійки, маховики, різні корпуси і т. д.

Матеріали валів і осей. Матеріали валів і осей повинні бути міцними, добре оброблятися і мати високий модуль пружності. Вали і осі виготовляють переважно з вуглецевих і легованих сталей. Для валів і осей з термообробкою - сталі 45, 40Х [5].

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Таблиця 7.1 - Матеріали

№ п/п	Найменування деталі	Матеріал
1	Корпус насосу та кронштейн	СЧ 20 по ГОСТ 1412-85
2	Колеса робочі	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88
3	Вал	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71

Сірий чавун СЧ 20 ГОСТ 1412-85

Хімічний склад:

C = 3.3-3.5%, Si = 1.4-2.4%, Mg = 0.7-1%, S = до 0.15%, P = до 0.2%.

Механічні властивості відливок з сірого чавуну СЧ 20 при 20°C:

- Межа міцності на розтяг  $-\sigma_b = 196$ МПа;
- Межа міцності на згин – 392МПа;
- Твердість – НВ = 150МПа.

Фізичні властивості:

- Модуль пружності першого роду  $E = 1 \cdot 10^5$ МПа;
- Коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 54$  Вт/(м·град);

Область застосування – деталі, які працюють при температурі до 300°C, корпуси, блоки циліндрів, зубчаті колеса, станини з напрямними, диски зчеплення, гальмівні барабани.

Сталь 40Х ГОСТ 4543-71

Класифікація – сталь конструкційна , легована.

Замінники – сталі 45Х, 38ХА, 40ХН, 40ХС, 40ХФ, 40ХР.

Види постачання – сортовий прокат, в тому числі фасонний ГОСТ 4543-71, ГОСТ 2590-71, ГОСТ 2591-71

Призначення – різні навантажені деталі, які піддаються загартуванню та відпуску: вали, осі, колінчаті вали, пальці, важелі, зубчаті колеса, відповідальні болти, шпильки і т. п.

Хімічний склад:

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

C = 3.6-4.4%, Si = 0.17-0.37%, Mn = 0.5-0.8%, S = до 0.035%, P = до 0.035%, Ni = до 0.3%, Cr = 0.8-1.1%

Механічні властивості при 20°C:

- Межа текучості –  $\sigma_{0.2} = 500$  МПа;
- Межа міцності –  $\sigma_b = 750$  МПа;
- Відносне видовження  $\delta_5 = 10\%$ ;
- Відносне звуження поперечного перерізу  $\psi = 45\%$ .

Фізичні властивості:

- Модуль пружності першого роду  $E = 2,14 \cdot 10^5$  МПа.
- Коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 41$  Вт/(м·град)
- Густина  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>

Режими термообробки:

- Гартування 860°C, масло;
- Відпуск 500°C, вода або масло.

Технологічні властивості:

Температура кування: початку 1250°C, кінця 800°C;

Перетини до 350мм охолоджують на повітрі.

Зварюваність – обмежено зварювана.

Способи зварювання: РДЗ, ЕШЗ.

Необхідні підігрів і подальша термообробка.

Оброблюваність різанням – в гарячому стані при НВ 163-168,  $\sigma_b = 610$  МПа,  $K_{\phi}$

тв. спл. = 1,2,  $K_{\phi}$  б. ст. = 0,95.

Схильність до відпускної крихкості – схильна.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

## 8 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

### 8.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 12)

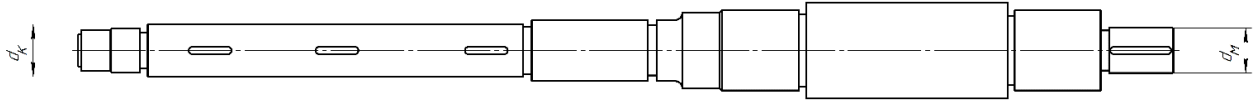


Рисунок 8.1 - Розміри діаметрів вала насоса

Діаметр вала під робочим колесом (м) визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{max}}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (75)$$

де  $M_{max}$  - крутний момент на валу насоса (див. формулу 15);

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

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 75.7}{3.14 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 0.030 \text{ [м]}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо  $d_k = 30$  [мм].

Діаметр вала під захисну втулку  $d_{вт}$  приймаємо рівною діаметру вала під робочим колесом:

$$d_{вт} = d_k = 30 \text{ [мм]}$$

Діаметр вала під напівмуфту приймаємо як в насосі ЗКО 32-150:

$$d_m = 32 \text{ [мм]}$$

### 8.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

Вибір типу ущільнення

У наведеній на рис. 1.1 розрізі насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рисунок 8.2).

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

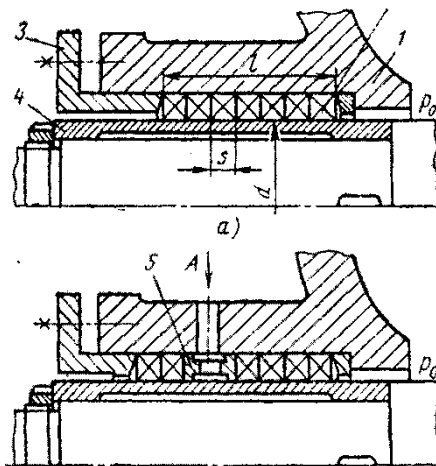


Рисунок 8.2 – Конструкція сальникового ущільнення

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

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

Товщина кільця набивки сальника приймаємо у відповідності до насоса аналога ЗКО 32-150:

$$S = 10 \text{ [мм]}$$

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s \tag{76}$$

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

$$L = 6 \cdot 10 = 60 \text{ [мм]}$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \pi \cdot \omega \cdot r^2 \cdot s \cdot p_0 \cdot \left( e^{2 \cdot \mu_2 \cdot \mu_1 \cdot \frac{L}{s}} - 1 \right) \quad (77)$$

де  $r$  – радіус захисної втулки;

$\mu_1 = 0.01 \div 0.02$  – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0.5$  – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпуса;

де  $p_0 = 98066$  [Па] – надлишковий тиск насоса перед сальником.

Радіус захисної втулки у відповідності до насоса- аналога ЗКО 32-150:

$$r = 27 \text{ [мм]}$$

Тоді:

$$N_c = 3.14 \cdot 314 \cdot (27 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 10^{-2} \cdot 98066 \left( e^{2 \cdot 0.5 \cdot 0.02 \cdot \frac{6.0}{1.0}} - 1 \right) = 90 \text{ [Вт]}$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47



## 9 РОЗРАХУНОК ВАЛА

Розрахунок проводимо за типовою методикою наведеною в [4].

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

### 9.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає невіднована радіальна сила  $R_1 = R$  (див. рис. 9.1), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції ( $R_2, R_3$ ).

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

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = R_1 \cdot (l_1 + l_2) - R_2 \cdot l_2 = 0 \quad (78)$$

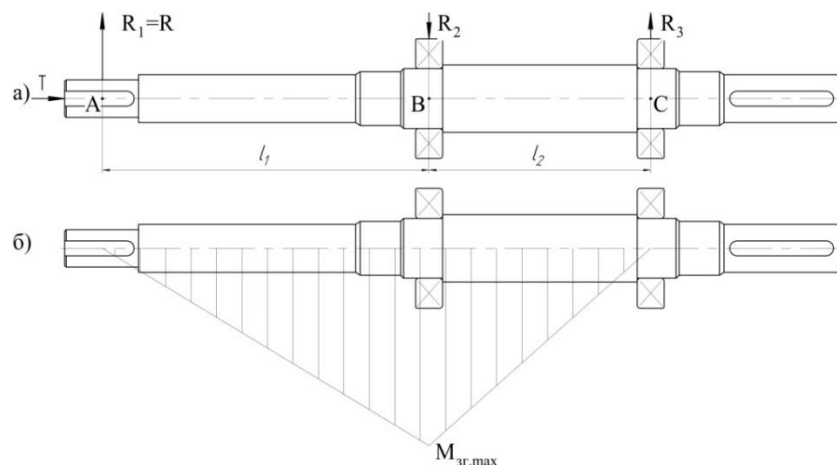


Рисунок 9.1 - Вал насоса:

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину  $R_2$ , Н:

$$R_2 = \frac{R_1 \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} \quad (79)$$

де  $l_1 = 0.227$  [м],  $l_2 = 0.168$  [м],  $R_1 = R_{max}$ .

$$R_2 = \frac{1030 \cdot (0.227 + 0.168)}{0.168} = 2422.0 \text{ [Н]}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = R_1 \cdot l_1 - R_3 \cdot l_2 = 0 \quad (80)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину  $R_3$ , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 \cdot l_1}{l_2} \quad (81)$$

$$R_3 = \frac{1030 \cdot 0.227}{0.1168} = 1392 \text{ [Н]}$$

## 9.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0.75 \cdot M_{мах}^2} \quad (82)$$

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

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 8:

$$M_{зг.мах} = R_1 \cdot l_1 \quad (83)$$

$$M_{зг.мах} = 1030 \cdot 0.168 = 173 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{173^2 + 0.75 \cdot 75.7^2} = 185 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0.1 \cdot [\sigma]}} \quad (84)$$

де  $[\sigma] = 40$  МПа.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\Pi} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{185}{0.1 \cdot 40}} = 36$$

Згідно попередніх розрахунків  $d_{\Pi} = 55$  мм, умова міцності виконується.  
 $55 \text{ мм} > 36 \text{ мм}$

### 9.3 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] \quad (85)$$

де  $s$  - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[s] = 2.5$  - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

$s_{\sigma}, s_{\tau}$  - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (86)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (87)$$

де  $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  - межі витривалості матеріалу вала;

$\sigma_a, \tau_a$  и  $\sigma_m, \tau_m$  - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_{\sigma} = 2.2, K_{\tau} = 1.41$  - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

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

$\psi_{\sigma} = 0.25 \div 0.3, \psi_{\tau} = 0.1$  - коефіцієнти постійної складової циклу.

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) \quad (88)$$

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot 850 + 95 = 392.5 \text{ [МПа]}$$

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

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} \quad (89)$$

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot 392.5 = 227.65 \text{ [МПа]}$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.маx}}{0.1 \cdot d_n^3}, \text{МПа} \quad (90)$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (91)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{маx}}{0.2 \cdot d_n^3} \quad (92)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{75.7}{0.2 \cdot 0.055^3} = 1.14 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 4189}{3.14 \cdot 0.055^2} = 1.76 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{173}{0.1 \cdot 0.055^3} = 1.4 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{392.5}{\frac{2.2}{0.7} \cdot 10.4 + 0.275 \cdot 1.76} = 11.8$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_\tau = \frac{227.65}{\frac{1.41}{0.7} \cdot 1.14 + 0.1 \cdot 1.14} = 94.5$$

Масштабні коефіцієнти  $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  визначають залежно від діаметра вала (див. табл.3).

Таблиця 9.1 – Значення коефіцієнтів  $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

$d_n$	Діаметри валів, мм						
	20	30	40	50	70	100	200
$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Перевіряємо умову міцності:

$$s = \frac{11.8 \cdot 94.5}{\sqrt{11.8^2 + 94.5^2}} = 11.7$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s]$$

$$11.7 > 2.5$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

## 10 РОЗРАХУНОК ШПОНКОГО З'ЄДНАННЯ

### 10.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під робочим колесом ( $d_k = 30$  мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 10 \cdot 8 \cdot 70$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (93)$$

де  $t_1 = 5$  [мм] – глибина паза вала;

$h = 8$  [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 30$  [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 75.7$  [Н · м];

$l_p$  – робоча довжина шпонки.

Робоча довжина шпонки знаходиться за формулою:

$$l_p = l - b \quad (94)$$

де  $l$  - довжина шпонки, мм;

$b$  - ширина шпонки, мм.

$$l_p = 70 - 10 = 60 \text{ [мм]}$$

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 75.7}{0.03 \cdot 0.06 \cdot (0.008 - 0.005)} = 28 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 28 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0.56 \cdot \sigma_{0.2} \quad (95)$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

де  $\sigma_{0.2} = 343$  МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{зм} = 0.56 \cdot 343 = 192.08 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (96)$$

$$28 \text{ [МПа]} \leq 192.08 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (97)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 75.7}{0.03 \cdot 0.07 \cdot 0.01} = 7.2 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 7.2 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (98)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0.6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (99)$$

$$[\tau]_{зр} = 0.6 \cdot 192.08 = 115.248 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$7.2 \text{ [МПа]} \leq 115.248 \text{ [МПа]}$$

## 10.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під напівмуфтою ( $d_m = 48$  мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 14 \cdot 9 \cdot 70$$

Напруження на зминання:

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 75.7}{0.048 \cdot 0.056 \cdot (0.009 - 0.0055)} = 16 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 16 \text{ [МПа]}$$

Приймаємо:

глибина паза вала  $t_1 = 5.5$  [мм].

діаметр вала  $d = d_m = 48$  [мм].

Робоча довжина шпонки:

$$l_p = 70 - 14 = 56 \text{ [мм]}$$

Допустиме напруження на зминання  $[\sigma]_{зм} = 192.08$  [МПа]

Умова міцності на зминання виконується:

$$16 \text{ [МПа]} \leq 192.08 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 75.7}{0.048 \cdot 0.07 \cdot 0.014} = 3.2 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 3.2 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зріз  $[\tau]_{зр} = 115.248$  [МПа]

Умова міцності на зминання виконується:

$$3.2 \text{ [МПа]} \leq 115.248 \text{ [МПа]}$$

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55



## 11 ВИБІР ПІДШИПНИКІВ ТА РОЗРАХУНОК НА ДОВГОВІЧНІСТЬ

За розрахованим діаметром  $d_n = 55$  мм згідно ГОСТ 8338-75 вибираємо шариковий однорядний підшипник 411, динамічна вантажопідйомність  $C = 100000$  [Н], статична вантажопідйомність  $C_0 = 63000$  [Н].

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В (див. рис. 8). Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника  $L_h$ . Середній ресурс підшипника дорівнює  $L_h = 20000$  годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (100)$$

де  $F_r = R_2 = 2422$  [Н], – радіальне навантаження;

$F_a = 4189$  [Н] осьове навантаження;

$V = 1$  - коефіцієнт обертання;

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

$K_T$  – температурний коефіцієнт:  $K_T = 1$  при температурі підшипника  $t \leq 100^\circ C$ .

$X, Y$  – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно.

Вони вибираються з довідкової літератури залежно від співвідношення:

$$\frac{F_a}{F_r \cdot V} \quad (101)$$
$$\frac{4189}{2422 \cdot 1} = 1.73$$

Знаходимо співвідношення:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{4189}{63000} = 0.07$$

При цьому  $e = 0.2$ .

Так як  $\frac{F_a}{F_r \cdot V} > e$ , то коефіцієнт радіального навантаження  $X = 0.56$ , а

коефіцієнт осевого навантаження  $Y = 1$ .

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Еквівалентне динамічне навантаження дорівнює:

$$P = (0.56 \cdot 2422 \cdot 1 + 1 \cdot 4189) \cdot 1 \cdot 1 = 5545 \text{ [Н]}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (102)$$

$$L_{hp} = \left(\frac{100000}{5545}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 32585 \text{ [год]}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h \quad (103)$$

Умова довговічності підшипників виконується  $32585 \text{ [год]} > 20000 \text{ [год]}$ .

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 12 РОЗДІЛ 3 ОХОРОНИ ПРАЦІ

### 12.2 Організація пожежної охорони промислових підприємств.

Згідно із виданим завданням на дипломний проект для відповідь на питання по техніки безпеки , було вивчено та узагальнено ряд нормативних та службових матеріалів . Зокрема [6],[7],[8],[9].

Правила пожежної безпеки в Україні набрали чинність з 2015 року, затверджені наказом МВС України від 30.12.2014 № 1417, зареєстрованим в Мін'юсті України 05.03.2015 за № 252/266971 .

Цей документ є обов'язковим для виконання промисловими підприємствами .

Власники промислових підприємств зобов'язані:

- розробляти комплексні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки;
- розробляти і затверджувати положення, інструкції, інші нормативні акти, що діють в межах підприємств;
- забезпечувати додержання проти пожежних вимог стандартів, норм, правил, а також виконання вимог приписів і постанов органів Держпожнагляду;
- організувати навчання працівників правилам пожежної безпеки;
- утримувати в справному стані засоби протипожежного захисту і зв'язку та не використовувати їх не за призначенням;
- створювати, у разі потреби, підрозділи пожежної охорони;
- здійснювати заходи щодо впровадження автоматичних засобів виявлення та гасіння пожеж;
- подавати, на вимогу Держпожохорони, відомості про стан пожежної безпеки об'єктів, несправність пожежної техніки;
- проводити службове розслідування випадків пожежі.

На кожному промисловому підприємстві повинна бути протипожежний режим, у тому числі визначення можливість (місце) паління, застосування відкритого вогню; порядок проведення тимчасових пожежонебезпечних робіт (у тому числі зварювальних); правила проїзду та стоянки транспортних засобів;

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

порядок прибирання горючого пилю й відходів зберігання промасленого спецодягу та шмаття, очищення повітроводів; порядок огляду і зачинення приміщень після закінчення роботи; порядок проходження посадовими особами навчання; дії працівників у разі виявлення пожежі; порядок оповіщення людей про пожежу;

Працівники охорони повинні мати список посадових осіб підприємства із зазначенням їх домашньої адреси, службового й домашнього телефонів. Вони зобов'язані знати порядок дій в разі виявлення пожежі, правила користування первинними засобами пожежогасіння.

Працівники промислових підприємств зобов'язані:

- не уникати вивчення заходів пожежної безпеки та проходити протипожежні інструктажі;
- дотримуватися встановленого протипожежного режиму на підприємстві;

У разі виникнення пожежі:

- негайно повідомити про це телефоном пожежну охорону;
- вжити заходи до евакуації людей, гасіння пожежі;
- повідомити про пожежу керівника чи компетентну посадову особу.

Працівники промислових підприємств повинні проходити інструктажі: вступний; первинний; повторний; позаплановий; цільовий.

Усі працівники під час прийняття на роботу і щорічно за місцем роботи проходять інструктажі з питань пожежної безпеки.

Особи, який приймають на роботу, пов'язану з підвищеною небезпекою, повинні пройти спеціальне навчання (пожежно-технічний мінімум) у обсязі 15 годин. Ці особи один раз на рік мають проходити перевірку знань з пожежної безпеки.

У випадку пожежі начальник цехової адміністрації зобов'язаний подати сигнал тривоги, повідомити адміністрацію про пожежу, особисто прийняти участь у відключенні небезпечного устаткування, що загорілося. Працівники

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

повинні приступити до гасіння пожежі до прибуття пожежної команди, зустрічати та супроводжувати машини пожежних команд до місця пожежі.

## **12.2 Протипожежні вимоги щодо забезпечення вимушеної евакуації людей з будівель.**

Вимушена евакуація людей з будівель здійснюється за планом евакуації, який повинен бути наявним у всіх підприємств.

Проведення організованої евакуації з виробничих та інших приміщень і будівель, запобігання проявам паніки і недопущення загибелі людей забезпечується шляхом:

- планування евакуації людей (складання плану евакуації з приміщення);
- визначення зон, придатних для розміщення евакуйованих з потенційно небезпечних зон.

При пожежі працівники, які помітили пожежу, повинні негайно оповістити керівників підприємств і людей про початок евакуації.

Евакуація людей з будівель і приміщень проводиться через усі можливі виходи пішим ходом по заздалегідь розроблених маршрутах.

Всі будівлі та споруди під час проектування мають враховувати вільний доступ, протипожежні розриви між будинками, спорудами, відкритими майданчиками для зберігання матеріалів.

Територія підприємств та інших об'єктів повинна мати зовнішнє освітлення, яке забезпечує швидке знаходження пожежних драбин, протипожежного обладнання, евакуаційних виходів будинків та споруд.

На території промислової будівлі чи споруди на видних місцях повинні бути розміщені плани евакуації, встановлені таблички із зазначенням порядку виклику пожежної охорони, знаки місць розміщення первинних засобів пожежогасіння.

На виробничих приміщеннях з масовим перебуванням людей слід дотримуватись таких вимог: при кількості людей понад 50 осіб використовувати приміщення, забезпечені не менше ніж двома евакуаційними

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

виходами, що відповідають вимогам будівельних норм, не мають на вікнах глухих ґрат і розташовані не вище другого поверху в будівлях з горючими перекриттями.

Всі евакуаційні шляхи і виходи повинні утримуватися вільними, нічим не захащуватися і в разі виникнення надзвичайної ситуації забезпечувати безпеку під час евакуації всіх людей, які перебувають у приміщеннях будівель та споруд.

У приміщенні, яке має один евакуаційний вихід, дозволяється одночасно розміщати (дозволяється перебування) не більше 50 осіб.

Двері на шляхах евакуації повинні відчинятися в напрямку виходу з будівель (приміщень).

Килими, килимові доріжки й інші покриття підлоги у приміщеннях з масовим перебуванням людей повинні надійно кріпитися до підлоги і бути мало небезпечними щодо токсичності продуктів горіння.

Сходові марші і площадки повинні мати справні огорожі з поручнями, котрі не повинні зменшувати встановлену будівельними нормами ширину сходових маршів і площадок.

Сходові клітки, внутрішні відкриті та зовнішні сходи, коридори, проходи та інші шляхи евакуації мають бути забезпечені евакуаційним освітленням відповідно до вимог будівельних норм та правил улаштування електроустановок. Світильники евакуаційного освітлення повинні вмикатися з настанням сутінків у разі перебування в будівлі людей.

Шляхи евакуації, що не мають природного освітлення, повинні постійно освітлюватися електричним світлом (у разі наявності людей).

У приміщеннях, де можуть перебувати одночасно більше 100 осіб, у виробничих приміщеннях без природного освітлення за наявності більше 50 працюючих (або якщо площа перевищує 150 м<sup>2</sup>), а також в інших випадках, зазначених у нормативних документах, евакуаційні виходи повинні бути позначені світловими покажчиками з написом "Вихід" білого кольору на

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

зеленому фоні, підключеними до джерела живлення евакуаційного (аварійного) освітлення, або такими, що переключаються на нього автоматично в разі зникнення живлення на їх основних джерелах живлення.

Світлові покажчики "Вихід" повинні постійно бути справними.

На випадок відключення електроенергії обслуговуючий персонал будівель, де у вечірній та нічний час можливе масове перебування повинен мати електричні ліхтарі. Кількість ліхтарів визначається адміністрацією, виходячи з особливостей об'єкта, наявності чергового персоналу, кількості людей у будівлі (але не менше одного ліхтаря на кожного працівника, який чергує на об'єкті у вечірній або нічний час).

У будівлях, де перебуває велика кількість людей не допускається:

- влаштовувати на шляхах евакуації пороги, виступи, турнікети, розсувні, підйомні двері, такі двері, що обертаються, та інші пристрої, які перешкоджають вільній евакуації людей;
- захаращувати шляхи евакуації
- забивати, заварювати, замикати на навісні замки, болтові з'єднання та інші запори, що важко відчиняються зсередини, зовнішні евакуаційні двері будівель;
- застосовувати на шляхах евакуації (крім будівель V ступеня вогнестійкості) горючі матеріали для облицювання стін і стель, а також сходів та сходових площадок;
- захаращувати меблями, устаткуванням та іншими предметами двері, люки на балконах і лоджіях, переходи в суміжні секції та виходи на зовнішні евакуаційні драбини;
- знімати встановлені на балконах (лоджіях) драбини.

Для оптимального здійснення евакуації з будівель та споруд різного призначення створюються відповідні комісії. Вони скеровуються з Міністерства з надзвичайних ситуацій України.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

## 13 РОЗДІЛ З ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА

### 13.1 Якісна оцінка технологічності конструкції

Матеріал деталі – Сталь 20Х13Л ГОСТ 5632-72.

Призначення – енергетичне машинобудування; турбінні лопатки, болти, гайки, арматура крекінг-установок з тривалим терміном служби при температурах до 500 град; сталь мартенситного класу.

Хімічний склад сталі див. таблицю 1.

Таблиця 13.1 - Хімічний склад за ГОСТ 5632-72, у відсотках

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Fe
0.16-0.25	До 0,6	До 0,6	До 0,6	до 0.025	до 0.03	12-14	84

Механічні властивості сталі див. таблицю 2.

Таблиця 13.2 - Механічні властивості сталі за ГОСТ 5632-72.

Термообробка	$\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup> (не менше)	$\sigma_{0,2}$ , Н/мм <sup>2</sup> (не менше)	$\delta_5$ , % (не менше)
Закалка 1000-1050 °С, отпуск 660-770 °С	650	440	16
	$\Psi > 55\%$ , КСЧ $\geq 78$ Дж/см <sup>2</sup>		
Закалка 1000-1050 °С отпуск 600-700 °С	830	635	10
	$\Psi > 50\%$ , КСЧ $\geq 59$ Дж/см <sup>2</sup>		
Нормалізація або закалка при 1000—1050 °С, охолодження на повітрі, отпуск при 680-780 °С, охолодження з піччю або на повітрі	510	375	20
Отжиг або отпуск при 740-800 °С	490	-	20
Отжиг або отпуск при 740-800 °С	490		16
	490		8

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.05050205.32БР.000.00 ПЗ

Арк.

63



Технологічні властивості сталі 20Х13Л:

### **Корозійна стійкість сталі 20Х13Л**

Сталь 20Х13Л має високу стійкість в атмосферних умовах (крім морської атмосфери), у річковій і водопровідній воді. Застосовується в енергетичному машинобудуванні, в крекінг-установках з тривалим терміном служби при температурах до 500 ° С для деталей печей.

### **Технологічні параметри 20Х13Л**

Сталь 20Х13Л має добру технологічність при гарячій пластичній деформації. Рекомендуються наступні інтервали деформації початок 1100 ° С, кінець 875-950 ° С, нагрівання під прокатку і ковку проводять повільно до 780 ° С, після деформації також слід застосовувати повільне охолодження.

Пом'якшувальною термічною обробкою сталі 20Х13Л є відпал при 750-800 ° С, охолодження з піччю до 500 ° С; остаточна термічна обробка - гарт з 950-1000 ° С з охолодженням в маслі або на повітрі і відпустку на задану твердість і корозійну стійкість.

Сталь є технологічною при гарячій і холодній деформації. Вона відноситься до мартенситному класу. Критичні точки стали  $A_{c1} = 820$  ° С і  $A_{c3} = 950$  ° С. У загартованому стані мікроструктура складається з мартенситу і карбідів; в відпаленому стані - з суміші високохромистого фериту і карбиду типу М23С6. З підвищенням температури відпустки вище 450 ° С відбувається значне зниження міцності, супроводжуване збільшенням пластичності, при цьому знижується також корозійна стійкість.

### **Зварювання сталі 20Х13**

Сталь 20Х13 задовільно зварюється електродуговою і аргонодугового автоматичної і ручним зварюванням.

Згідно з рекомендаціями для автоматичного зварювання слід застосовувати дріт Св-10х13 і Св-06Х14. У разі зварки застосовують флюси АН-18 або АН-17. Для ручної зварки доцільно використовувати електроди типу ЕФ-Х13 також з дротом Св-0Х13 або, Св-06Х14.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Щоб уникнути появи холодних тріщин в зварних з'єднаннях при зварюванні виробів товщиною 8-10 мм і більше, а також виробів з меншою товщиною, що мають жорстке закріплення, необхідно застосовувати попередній або супутній підігрів до 250-400 ° С. Після зварювання слід проводити отпуск зварних з'єднань або виробів. найчастіше застосовують отпуск при 680-760 ° С.

### **Характеристика заданого типу виробництва**

Тип виробництва і відповідна йому форма організації робіт визначають характер технологічного процесу і його структуру.

Виходячи з річної програми випуску N = 100 шт. і маси деталі 2,8 кг визначається тип виробництва, в якому виготовляється деталь – малосерійний тип виробництва.

Малосерійне виробництво характеризується обмеженою номенклатурою виробів, що виготовляються або ремонтуються, періодично повторюваними партіями і порівняно великим обсягом випуску і є основним типом сучасного машинобудівного виробництва. Підприємствами цього типу випускається в даний час 30-50% всієї продукції машинобудування України. За технологічним та виробничим характеристикам малосерійне виробництво займає проміжне місце між одиничним і масовим виробництвом.

У малосерійному типі виробництва використовуються універсальні і спеціалізовані, частково спеціальні верстати, які розташовуються в послідовності технологічного процесу для однієї або декількох деталей, що потребують однакового порядку обробки, в тій же послідовності утворюється і рух деталей.

Виробництво йде партіями, причому деталі кожної партії можуть дещо відрізнятися одна від одної розмірами або конструкцією, допускають обробку на одному і тому ж обладнанні. Виробничий процес ведеться таким чином, що після виконання обробки заготовок на одній операції виробляється обробка цієї ж партії на наступній операції.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При малосерійному типі виробництва широко використовуються верстати з числовим програмним управлінням, обробні центри, а так само знаходять застосування гнучкі автоматичні системи верстатів з ЧПК. Переналагодження верстатів, пристроїв та інструментів, а також перебудова виробничого процесу при переході на обробку інших різновидів подібних деталей забезпечуються попередньої технологічної підготовкою.

Середня кваліфікація робітників при малосерійному типі виробництва вище, ніж у масовому виробництві, але нижче, ніж в одиничному. Поряд з робітниками високої кваліфікації, які працюють на складних універсальних верстатах, і налагоджують використовуються робітники-оператори невисокої кваліфікації, що працюють на настроєних верстатах.

Технологічна документація та технічне нормування докладно розробляються для найбільш складних і відповідальних заготовок при одночасному застосуванні спрощеної документації та дослідно-статистичного нормування найпростіших заготовок.

### **13.2 Вибір і техніко-економічне обґрунтування методу виготовлення заготовки**

Від правильності вибору способу отримання заготовки цілком залежить собівартість одержуваної деталі. Вибір способу залежить від багатьох чинників: типу виробництва, маси деталі, складності форми, вимогами креслення. При цьому необхідно враховувати новітні тенденції в технології машинобудування по скороченню витрати матеріалу, зменшення обсягу механічної обробки, посилення допусків, так як для обробки деталей все частіше застосовуються верстати з ЧПК, верстати автомати та автоматичні лінії. Остаточний вибір варіанта проводиться порівнянням собівартості деталі після різних методів отримання заготовки. Собівартість деталі визначається підсумовуванням собівартості заготівлі та вартості наступної механічної обробки.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Заготовку отримують литтям в кокіль.

### 13.3 Розробка технологічного процесу обробки деталі

У даному пункті описується пропонований технологічний процес

005 Заготівельна

Спосіб отримання заготовки – лиття в кокіль.

010 Відрізна

Встановити, закріпити, відрізати відлив після лиття в кокіль, зняти.

Контроль розмірів отриманої заготовки.

Вимірювальний інструмент:

41 1000 Штангельциркуль ШЦ-II-250 ГОСТ 166-89.

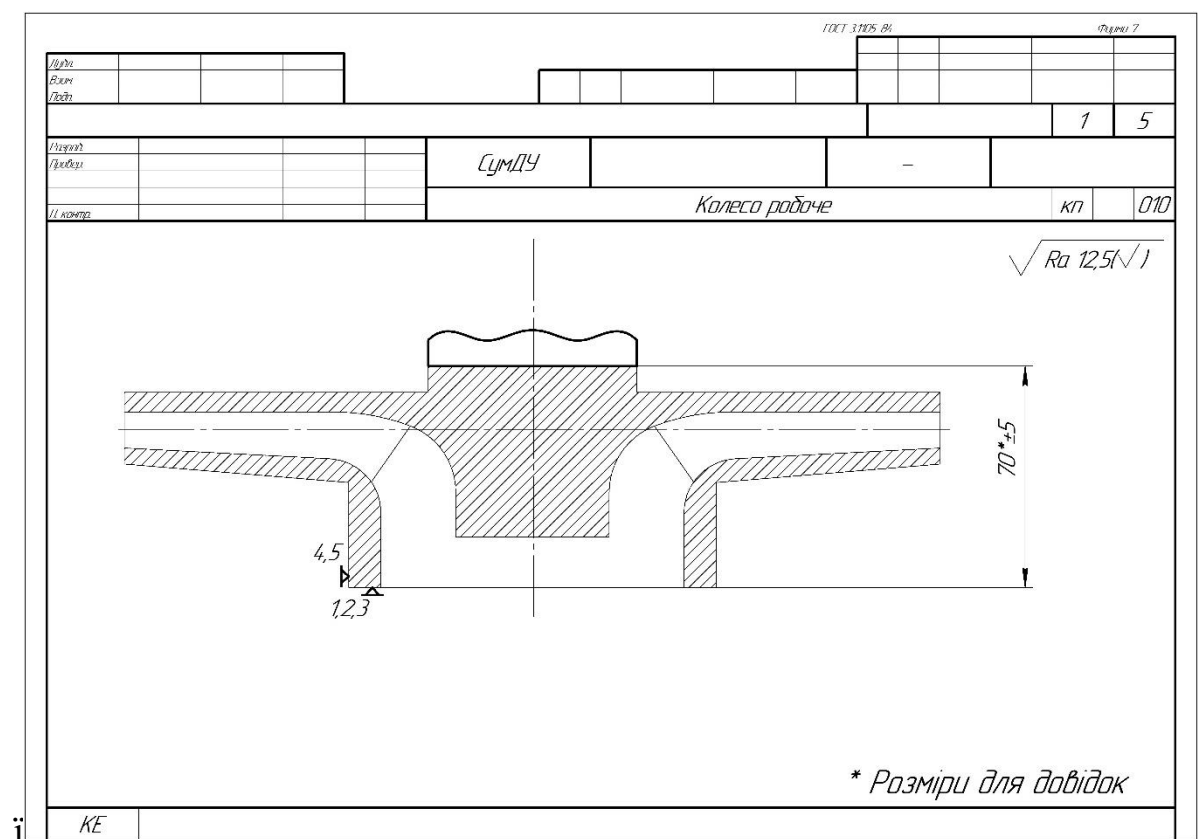


Рисунок 13.1 – Операційний ескіз (операція 010)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

6.05050205.32БР.000.00 ПЗ

Арк.

67



Деталь базується та закріплюється в патрон токарний самоцентруючий 3-кулачковий. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання - токарно-гвинторізний верстат мод. 16К40.

Оснащення: Патрон трьохкулачковий токарний.

Ріжучий інструмент:

Ріжучий інструмент:

Різець прохідний;

Різець підрізний;

Різець розточний;

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89.

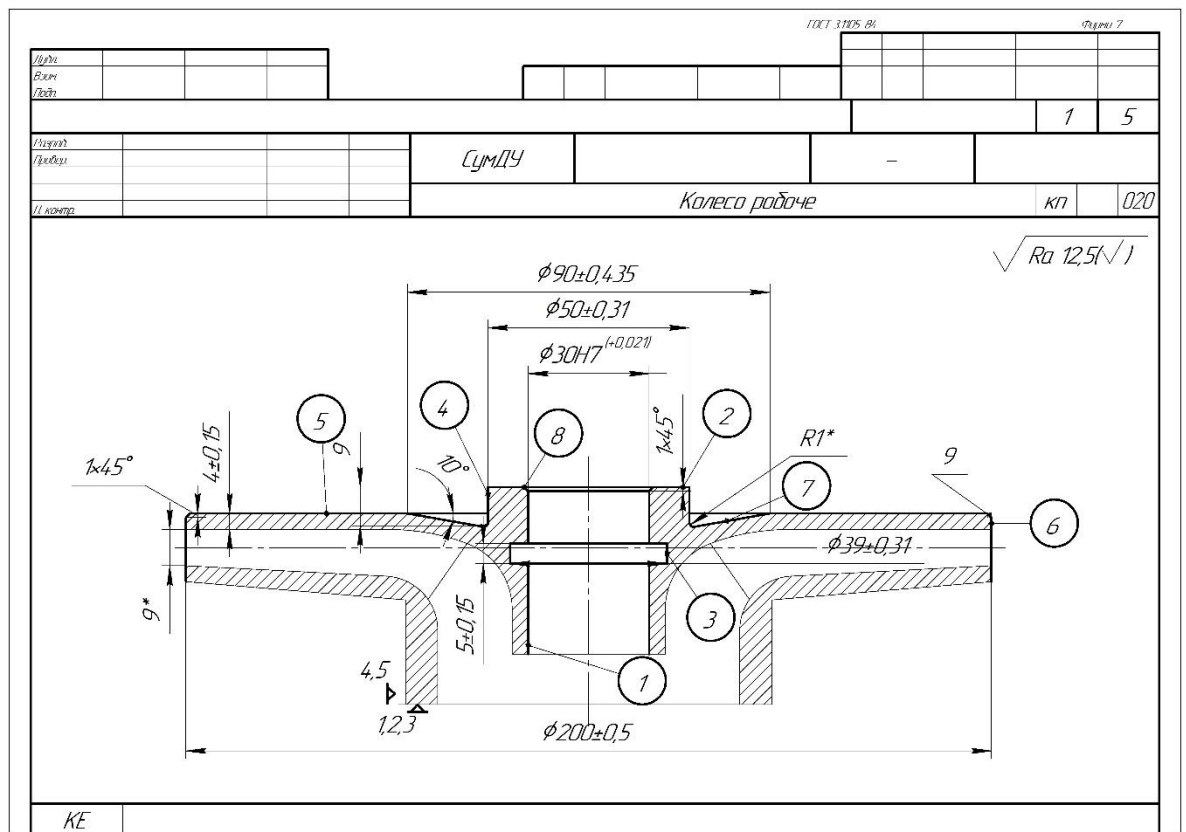


Рисунок 13.3 – Операційний ескіз (операція 020)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

6.05050205.32БР.000.00 ПЗ

Арк.

69

## 025 Токарно-гвинторізна

Встановити, закріпити, зняти. Точити торець 1,2. Розточити поверхню 3 під  $\text{Ø}89$ , 4 під  $\text{Ø}38$  з плавним переходом до пов. Г. Точити поверхню 5 в відповідності до ескізу. Розточити поверхню 6 під  $\text{Ø}75$  з плавним переходом до пов. В. Точити торець 2,5. Поверхні 1 та 5 скруглити радіусом 5 мм. Контроль на місці.

Деталь базується та закріплюється в патрон токарний самоцентруючий 3-кулачковий. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання - токарно-гвинторізний верстат мод. 16К40.

Оснащення: Патрон трьохкулачковий токарний.

Ріжучий інструмент:

Ріжучий інструмент:

Різець прохідний;

Різець підрізний;

Різець розточний;

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		





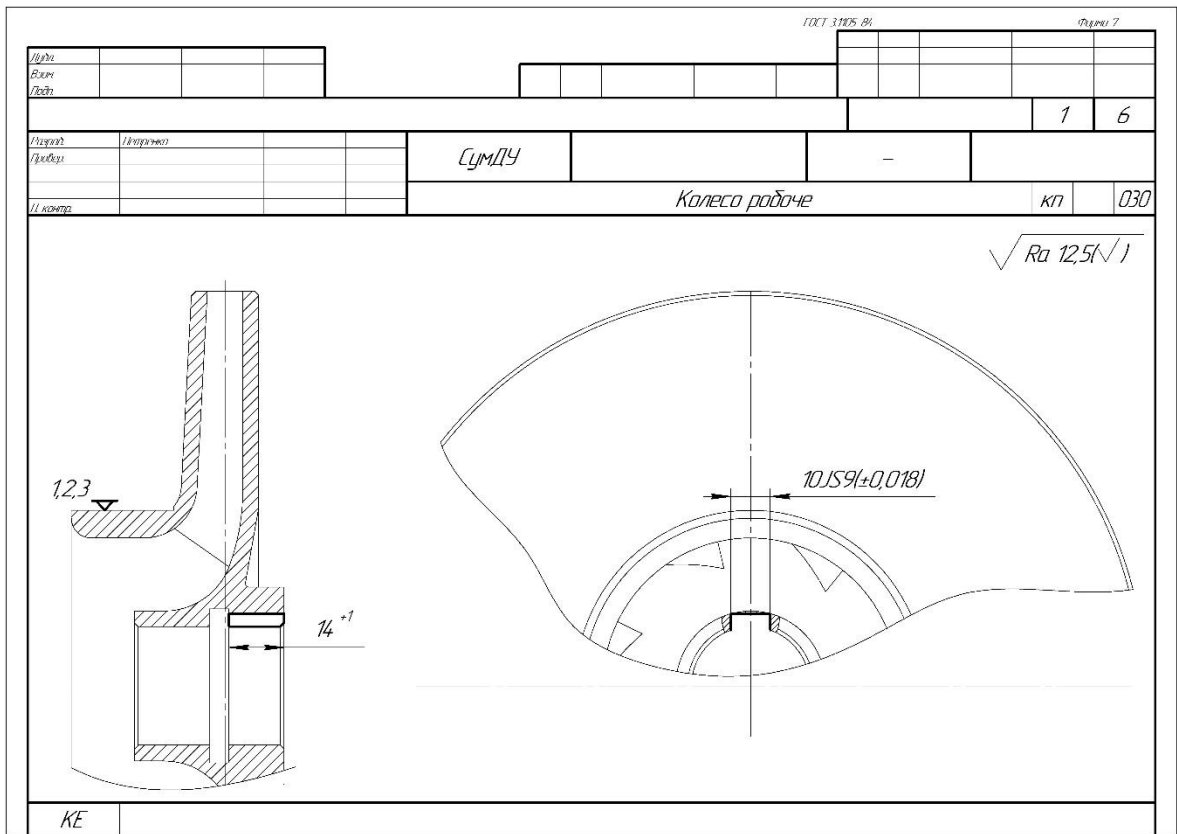


Рисунок 13.5 – Операційний ескіз (операція 030)

### 035 Контроль ВТК

Встановити, закріпити, зняти. Контроль всіх розмірів згідно креслення, та візуальний контроль.

Обладнання: Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-ІІ-125-0,1 ГОСТ 166-89

Штангенциркуль ШЦ-ІІ-300-0,1 ГОСТ 166-89

## ВИСНОВОК

При виконанні бакалаврської роботи був спроектований насос трьох-ступінчатий консольний, горизонтальний насос ЗКО 32-150 для перекачування гарячої води (технічної).

Основною частиною в насосі є проточка частина, по якій підводиться та відводиться рідина.

Проточна частина була спроектована з нуля з використанням емпіричних формул та досвіду вчених, які викладені в навчальній літературі.

Вибір конструкції забезпечив  $n_s=55$  і розрахунковий коефіцієнт корисної дії  $\eta=0.614$  і це є його перевага перед насосами на такі ж параметри, але одно- та двухступеневі.

Але конструкція трьох-ступеневого насоса має і недоліки:

- Велика консольність вала, що викликає зниження ресурсу і збільшення розмірів щілинних ущільнень:
- Така конструкція є більш матеріалоємною у порівнянні із конструкцією одно- та двух-ступінчатих насосів.

Розрахунки на міцність насоса виконані по прийнятим методикам які повинні забезпечити безаварійну роботу.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
2. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и проектирование спирального отвода» по дисциплине «Расчет и конструирование насосов» для студентов специальности 12.11 дневной и заочной форм обучения.
3. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.
4. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісниченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
5. Куклин, Н. Г. Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая шк., 1987. – 383 с. – 9-00.
6. НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні»
7. НАКАЗ 30.12.2014 № 1417 «Про затвердження Правил пожежної безпеки в Україні»
8. Проект ДСТУ Безпека у надзвичайних ситуаціях. Евакуація населення. Загальні положення.
9. Кодекс цивільного захисту України №5403-VI від 02.10.2012 року.

					6.05050205.32БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74