

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему:

Розробка вільновихрового насоса для процесів перекачування грубодисперсної суспензії гідроксиду кальцію

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

Вітер Євген Юрійович

прізвище, ім'я, по-батькові

підпис, дата

Науковий керівник

К.Т.Н.

науковий ступінь, учене звання

Кондусь В.Ю.

прізвище, ім'я, по-батькові

підпис, дата

Суми 2021

Реферат

Пояснювальна записка: 67 с., 13 рисунків, 4 таблиці, 75 літературних джерел.

Тема дипломного проекту «Розробка вільновихрового насоса для процесів перекачування грубодисперсної суспензії гідроксиду кальцію»

Графічні матеріали: 4 аркуша формату А1:

теоретичне креслення робочого колеса, креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, складальне креслення агрегату.

Мета проекту – розробка насосу для перекачування грубодисперсної суспензії гідроксиду кальцію на параметри: подача 200 м³/год, напір – 60 м, густина рідини – 1200 кг/м³.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкових з'єднань;
- виконано розрахунок підшипників і побудована пускова моментна характеристика електродвигуна.

У розділі економіки розглянуто мережевий графік технічної підготовки виробництва нової техніки.

У розділі охорони праці розглянуто відповідальність власника за невиконання нормативних вимог охорони праці

Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, частота обертання, тиск.

Зміст

С.

1	Опис конструкції вільновихрового насоса	6
2	Гідравлічні розрахунки	7
2.1	Конструювання проточної частини вільновихрового насоса відповідно до існуючих методичних рекомендацій	7
2.2	Визначення складових ККД насоса. Механічний ККД вільновихрового насоса	14
2.3	Визначення гідродинамічних сил, що діють на ротор.....	18
2.3.1	Розрахунок осьової сили.....	18
2.3.2	Розрахунок радіальної сили	21
2.4	Розрахунки на кавітацію	22
2.5	Урівноваження осьової сили.....	24
2.6	Розрахунок пускової моментної характеристики.....	26
3	Розрахунки на міцність	29
3.1	Розрахунок валу	30
3.1.1	Конструювання вала.....	30
3.1.2	Розрахунок реакцій в опорах.....	32
3.1.3	Наближений розрахунок вала	34
3.1.4	Перевірочний розрахунок вала	35
3.2	Вибір кінцевого ущільнення вала	38
	Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні:	39
3.3	Розрахунок шпонкових з'єднань.....	40
3.3.1	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з робочим органом	40
3.3.2	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою ...	43
3.4	Вибір муфти крутного моменту	44

					131.01ВР.000.00 ПЗ						
<i>Зм</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>	Розробка насосу Пояснювальна записка			<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>	
Розроб.	Вітер									4	
Перев.	Кондусь										3
Н. контр.	Алексеенко							СумДУ ГМ-71			
Затв.											

3.5 Вибір підшипників та розрахунки на довговічність	47
4 Охорона праці	48
5 Розділ з економіки	53
Список використаної літератури	59

					131.01BP.000.00 ПЗ	4 Лист
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

1 Опис конструкції вільновихрового насоса

Вільновихрові насоси широко застосовуються для перекачування забруднених рідин. Принцип роботи насоса полягає в тому, що рідина зі всмоктуючого патрубку 1 надходить у вільну камеру 2 і РК 3 і під дією відцентрової сили відкидається до його периферії. Частина рідини, яка виходить з РК, надходить в відвід, а інша частина, втрачаючи енергію, повертається до входу в колесо. У вільній камері насоса відбувається вихровий обмін між виходять з РК і надходять з всмоктуючого патрубку потоками. При змішуванні цих двох потоків рідина у вільній камері закручується в напрямку руху колеса і відкидається в напірний патрубок 4. Насос має уніфіковану опорну стійку 5. Осьове зусилля в насосі врівноважується за допомогою імпеллера 6. Ротор насоса демонтується з боку сполучної муфти, виконаної з проміжною проставкою. У насосах можуть застосовуватися сальникові 7 або торцеві ущільнення. Проточна частина насоса може виконуватися з чавуну, сталі, бронзи, а також гумоване гумою.

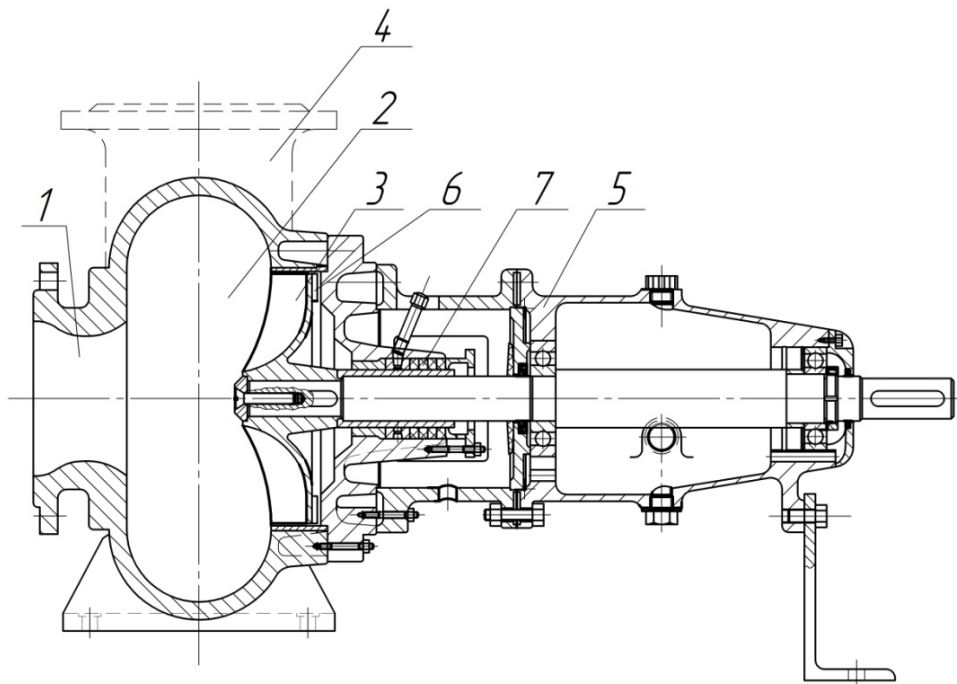


Рисунок 1.1 – Горизонтальний СВН типу “Turo” фірми “EGGER”

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

2 Гідравлічні розрахунки

2.1 Конструювання проточної частини вільновихрового насоса відповідно до існуючих методичних рекомендацій

При дослідженнях встановлено, що на напір і ККД СВН істотно впливають співвідношення геометричних параметрів проточної частини.

На підставі дослідів, проведених авторами, а також досліджень [1; 4; 5; 7; 19; 32; 63] встановлені такі оптимальні співвідношення геометричних розмірів насоса, які рекомендуються при проектуванні проточної частини СВН типу "Turo" (рис. 2.1).

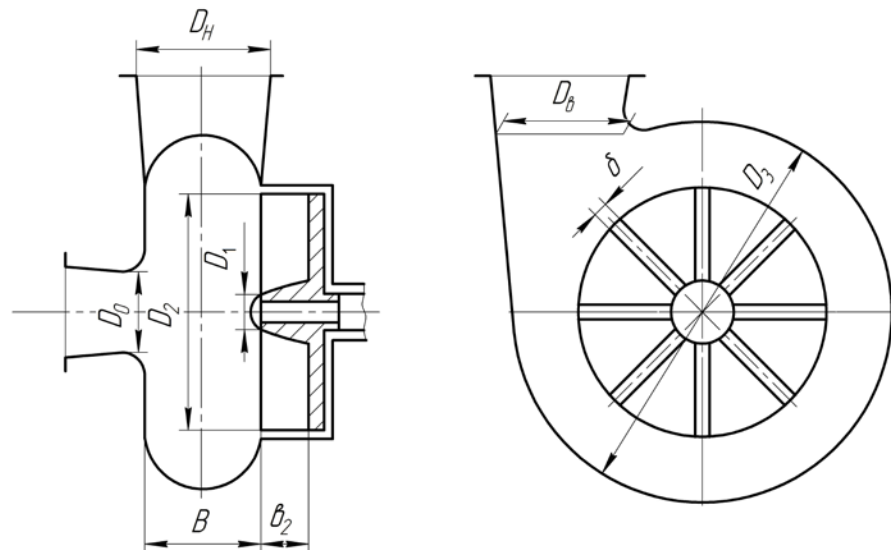


Рисунок 2.1 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу “Turo”

Для робочого колеса:

- РК з прямими радіальними лопатками ($\beta_{2,л} = \beta_{2,у} = 90^0$) як найбільш технологічне при виготовленні;

- відносне значення діаметра входу РК $\overline{D_1} = 0,15 - 0,25$ (зазвичай приймають $\overline{D_1} = 0,2$);

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- відносна ширина лопатки колеса на виході $\bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17$;
- число лопатей $Z = 6 + 6$;
- відносна товщина лопаті $\bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02$ (зазвичай приймають з урахуванням абразивності перекачуваного середовища і технологічних можливостей).

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

Для кільцевого відводу:

- відносний радіус розташування язика $\bar{R}_{яз} = 1,3 - 1,4 = 1,35$;
- ширина вільної камери B визначається в залежності від коефіцієнта швидкохідності n_s за графіком (рис. 3.2);
- діаметр кільцевого відводу $D_3 = D_2 + B$;
- діаметр виходу на рівні язика відводу $D_B = B$, приймаємо рівним 50 мм;
- циліндричний або конфузорной всмоктуючий патрубков з діаметром

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot Q / (\pi \cdot V_0)} \quad (2.1)$$

де

$$V_0 = K_{V0} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (2.2)$$

при коефіцієнті вхідної швидкості:

$$K_{V0} = (0,2 \div 0,25) \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{2/3} \quad (2.3)$$

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

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

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

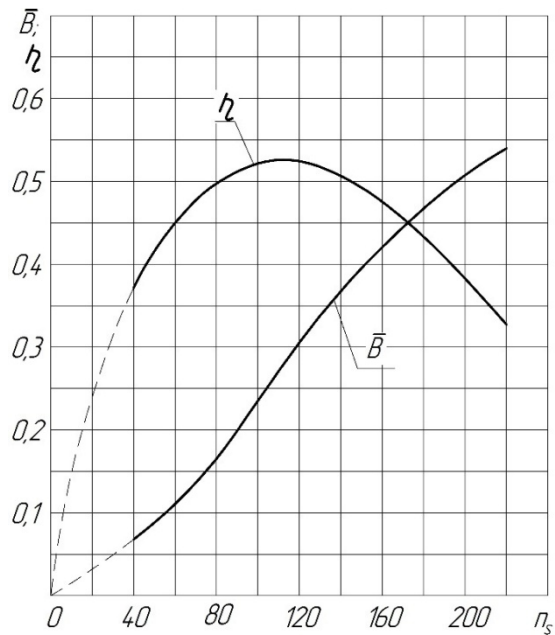


Рисунок 2.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери \bar{B} від n_s

Методика розрахунку вільновихрових насосів:

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

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

Вихідні дані для розрахунку СВН: подача $Q=200$, м³ / с; напір $H=60$, м; частота обертання $n=3000$, об / хв; щільність середовища, що перекачується $\rho = 1200$, кг / м³.

Порядок розрахунку насоса:

1 Визначають коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.4)$$

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{3000 \sqrt{200/3600}}{60^{3/4}} = 120$$

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

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

3 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношеннями основних розмірів РК:

$$\bar{D}_1 = 0,2, \quad \bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17, \quad Z = 6, \quad \bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02.$$

4 Визначають зовнішній діаметр РК, м, використовуючи вираз:

$$D_2 = \frac{A}{n} \cdot \sqrt{H} \quad (2.5)$$

де

$$A = \left[\frac{\eta_{\text{мех}}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{1/2} \quad (2.6)$$

$\eta_{\text{мех}}$ - механічний ККД насоса (для малих і середніх насосів можна прийняти $\eta_{\text{мех}} = (0,95 - 0,97)$);

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

η - ККД насоса, визначається в залежності від n_s ;

F_1 - функція, що враховує вплив відносних розмірів РК, визначається розрахунковим шляхом або графічною залежністю (рис. 3.3) для рекомендованого значення відносного вхідного діаметра РК $\bar{D}_1 = 0,2$, $F_1 = 1,76 \cdot 10^{-2}$;

F_2 - функція, що враховує вплив відносних розмірів відводу, визначається за графіком залежно від відношення $\bar{V}/\bar{b}_2 = 0,11/0,17 = 0,65$ (рис. 3.4), $F_2 = 2,4$;

n - частота обертання РК, об / хв.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

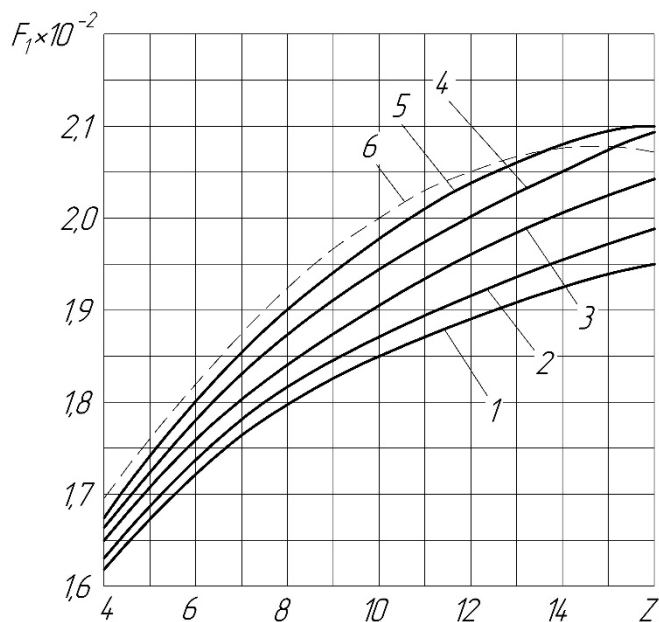


Рисунок 2.3 – Залежність функції F_1 від числа лопаток РК при $\overline{D}_1 = 0,2$: 1 – $\overline{\delta} = 0,005$; 2 – $\overline{\delta} = 0,01$; 3 – $\overline{\delta} = 0,02$; 4 – $\overline{\delta} = 0,03$; 5 – $\overline{\delta} = 0,04$; 6 – $\overline{\delta} = 0,05$

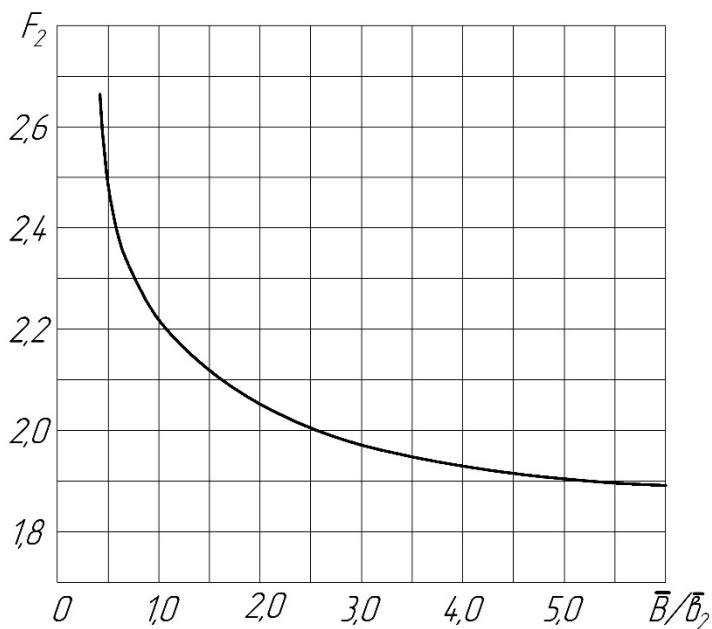


Рисунок 2.4 – Залежність функції F_2 від співвідношення \overline{V}/b_2

$$A = \left[\frac{0,96}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,52 \cdot 1,76 \cdot 10^{-2} \cdot 2,4} \right]^{1/2} = 78,9;$$

$$D_2 = \frac{78,9}{3000} \sqrt{60} = 0,204.$$

5 Обчислюють геометричні розміри РК:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2 = 0,2 \cdot 0,204 = 0,041;$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2 = 0,17 \cdot 0,204 = 0,035;$$

$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2 = 0,02 \cdot 0,204 = 0,0041.$$

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери:

$$B = \bar{B} \cdot D_2 = 0,11 \cdot 0,204 = 0,022.$$

7 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу:

$$D_3 = D_2 + B = 0,204 + 0,022 = 0,226$$

$$D_B = B = 0,022$$

$$D_{яз} = \bar{D}_{яз} \cdot D_2 = 1,3 \cdot 0,204 = 0,265$$

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

$$D_0 \geq D_6 = B.$$

Коефіцієнт вхідної швидкості:

$$K_{V0} = 0,2 \cdot \left(\frac{59}{98} \right)^{2/3} = 0,144 \div 0,18;$$

Приймаємо $K_{V0} = 0,159$.

Швидкість у вхідному патрубку:

$$V_0 = 0,159 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 60} = 5,46.$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр входу:

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot \frac{200}{3600} / (3,14 \cdot 5,46)} = 0,114,$$

Приймаємо $D_0 = 115$ мм.

9 Визначають потужність на валу насоса, кВт:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}, \quad (2.7)$$

$$N = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{200}{3600}\right) \cdot 60}{0,52} = 75462 \text{ Вт} = 75,5 \text{ кВт}$$

Необхідну потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу k визначають як:

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N; \quad (2.8)$$

$$N_{\text{дв}} = 1,11 \cdot 75,5 = 83,8 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт запасу k вибирають в залежності від потужності:

до 2 кВт	$k = 1,5;$
от 2 до 5 кВт	$k = 1,25 - 1,5;$
от 5 до 50 кВт	$k = 1,15 - 1,25;$
от 50 до 100 кВт	$k = 1,08 - 1,15;$
от 100 кВт і більше	$k = 1,05.$

Обирається електродвигун асинхронний серії 4А (ГОСТ 19523-81) 4А250М2У3 з синхронною частотою обертання 3000 об/хв, ковзанням $S=2,2\%$. Потужність ЕД 90 кВт.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10 Обчислюють мінімальний діаметр вала, м:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{N \cdot 48960}{n \cdot [\tau_{кр}]}} \quad (2.9)$$

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

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{75,5 \cdot 48960}{3000 \cdot 45 \cdot 10^6}} = 0,0253.$$

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

2.2 Визначення складових ККД насоса. Механічний ККД вільновихрового насоса

Внутрішній механічний ККД враховує втрати на дискове тертя.

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

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

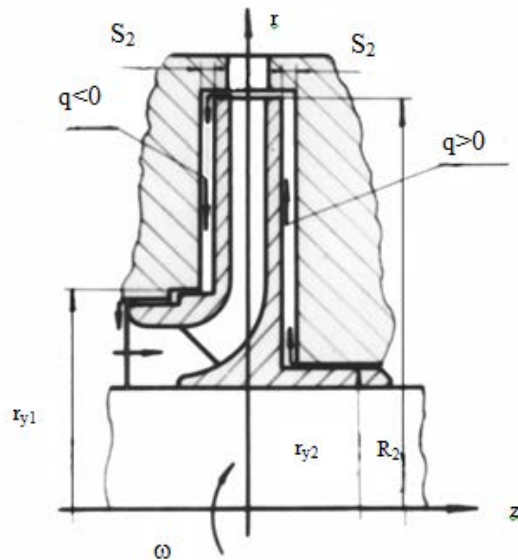


Рисунок 2.5 – Схема ступеня насоса

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

$$M = C_f \rho g R_2^5 \omega^2, \quad (2.10)$$

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

$$C_f = C_{f0} + \Delta C_f, \quad (2.11)$$

де C_{f0} – коефіцієнт тертя;

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

$$\Delta C_f = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{\left(\frac{S}{R_2}\right)^{0,5}}{Ga^{0,05} K^{0,4}}, \quad (2.12)$$

де Ga – критерій Галілея, що розраховується за формулою:

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Ga = \frac{gR_2^2}{\nu^2} \quad (2.13)$$

$$Ga = \frac{9,81 \cdot 0,102^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 1,01 \cdot 10^5$$

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

$$K = 2\pi R_2 S \frac{\omega}{q}, \quad (2.14)$$

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

$$\left(\frac{S}{R_2}\right)_{\text{опт}} = \frac{2,963}{Re^{0,34}}, \quad (2.15)$$

Тут:

$$Re = \frac{\omega \pi r_2^2}{\nu} \quad (2.16)$$

$$Re = \frac{314 \cdot 3,14 \cdot 0,102^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 1,02 \cdot 10^7$$

Тоді:

$$S_{\text{опт}} = \frac{2,963 \cdot 0,102}{(1,02 \cdot 10^7)^{0,34}} = 0,00125 \text{ м}$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином із конструктивних міркувань приймаємо ширину пазухи рівною $S = 4$ мм.

Отже:

$$K = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,102 \cdot 0,004 \cdot \frac{314}{0,0011} = 731$$

Поправка, що враховує перетік у пазусі рівна:

$$\Delta C_f = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(0,004/0,102)^{0,5}}{(1,01 \cdot 10^5)^{0,05} \cdot 731^{0,4}} = 2,59 \cdot 10^{-4}$$

Коефіцієнт тертя знаходиться за формулою:

$$C_{f0} = 0,04 \left(\frac{S}{R_2} \right)^{-1/6} Re^{-1/4} \quad (2.17)$$

$$C_{f0} = 0,04 \cdot \left(\frac{0,004}{0,102} \right)^{-1/6} \cdot (1,02 \cdot 10^7)^{-1/4} = 0,00121$$

Отже, сумарний коефіцієнт тертя рівний:

$$C_f = 0,000259 + 0,00121 = 0,00147$$

Втрати потужності на дискове тертя визначається за формулою:

$$N_{дт} = 0,0196 C_f \rho g R_2^5 \omega^3 \quad (2.18)$$

$$N_{дт} = 0,0196 \cdot 0,00147 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 0,102^5 \cdot 314^3 = 116 \text{ Вт}$$

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішній механічний ККД рівний:

$$\eta_{\text{вн мех}} = \frac{\rho g Q_{\text{РК}} H_{\text{Т}}}{\rho g Q_{\text{РК}} H_{\text{Т}} + N_{\text{дт}}} \quad (2.19)$$

$$\eta_{\text{вн мех}} = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 0,056 \cdot 66,67}{1200 \cdot 9,81 \cdot 0,056 \cdot 66,67 + 116} = 0,99 \text{ або } 99\%$$

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

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

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

$$H_{\text{Т}} = \frac{60}{0,9} = 66,67 \text{ м.}$$

2.3 Визначення гідродинамічних сил, що діють на ротор

2.3.1 Розрахунок осьової сили

Досвід експлуатації СВН свідчить про те, що осьова сила в цих насосах істотно більша, ніж у відцентрових насосах аналогічних розмірів. Характер руху рідини в проточній частині та допоміжних трактах СВН (підводі, вільній камері, відвід, РК, бічних пазухах і ін.) дуже складний і маловивчений, тому в даний час відсутні способи надійного аналітичного визначення складових результуючої осьової сили. Розрахунок осьових сил в СВН ґрунтується на результатах експерименту.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На ротор СВН діє результуюча осьова сила, зазвичай спрямована в бік, протилежний напрямку входу рідини в РК. Величина цієї сили дорівнює алгебраїчній сумі осьових сил, що діють на окремі елементи ротора насоса. На рис. 2.6 показана схема дії цих сил. Результуюча осьова сила:

$$A = A_n - A_k - A_d \pm A_{ex}, \quad (2.20)$$

де A_n , A_k , A_{ex} - сили тиску, що діють відповідно з боку пазухи S на зовнішню поверхню диска РК, з боку вільної камери на внутрішню поверхню диска РК і на вході в РК; A_d - сила, що діє на внутрішню поверхню диска РК, обумовлена натіканням потоку рідини і зміною його напрямку (так звана динамічна складова).

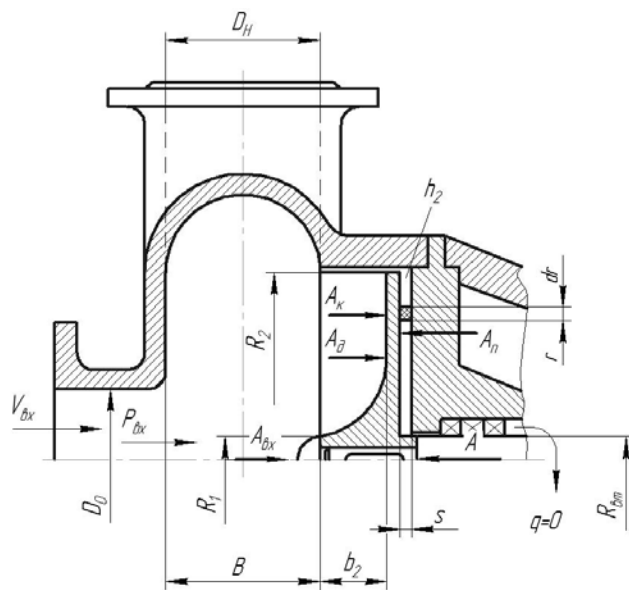


Рисунок 2.6 – Схема дії осьових сил в СВН

Порядок розрахунку осьової сили:

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри робочого колеса: зовнішній радіус робочого колеса $R_2 = 0,102$ м; радіус входу в робоче колесо $R_1 = 0,0255$ м; радіус втулки $R_{вт} = 0,0275$ м.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu}, \quad (2.21)$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

n – частота обертання ротора, об/с.

Підставляємо числові значення у формулу :

$$Re = \frac{3000 \cdot 0,102^2}{60 \cdot 1,006 \cdot 10^{-6}} = 0,517 \cdot 10^6$$

Отримане значення числа Рейнольдса знаходиться в діапазоні $0,4 \cdot 10^6 \leq Re \leq 1,3 \cdot 10^6$.

Тому для розрахунку коефіцієнтів β та φ_r використовуємо наступні формули:

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{0,517 \cdot 10^6} = 1,11$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{0,517 \cdot 10^6} = 0,88$$

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість ω та [69] відносний радіус втулки $\overline{R}_{вт}$.

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

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (2.22)$$

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

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

$$\overline{R}_{\text{BT}} = \frac{R_{\text{BT}}}{R_2}, \quad (2.23)$$

$$\overline{R}_{\text{BT}} = \frac{0,0275}{0,102} = 0,27.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

$$A = \pi r g H [\beta (R_2^2 - R_{\text{BT}}^2) - \varphi_r (R_2^2 - R_1^2)] - \frac{\pi}{4} k^2 \rho R_2^4 \omega^2 (1 - \overline{R}_{\text{BT}}^2)^2, \quad (2.24)$$

де $k = 0,486$.

Тоді:

$$\begin{aligned} A &= 3,14 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 60 \times \\ &\times [1,11 \cdot (0,102^2 - 0,0275^2) - 0,88 \cdot (0,102^2 - 0,0255^2)] - \\ &- \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1200 \cdot 0,102^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,27^2)^2 = 2675 \text{ Н.} \end{aligned}$$

2.3.2 Розрахунок радіальної сили

Радіальна сила в насосі виникає внаслідок окружної нерівномірності параметрів потоку зі всмоктуючої і напірної сторонах РК [21]. На розподіл швидкостей і тисків рідини на виході з РК значний вплив мають тип відведення і геометрія його елементів.

Максимального значення радіальна сила досягає при подачі, приблизно рівною 0, мінімальне її значення спостерігається в зоні оптимальних подач [70]. Сила R викликає вібрацію насоса, що впливає на зниження довговічності підшипників і кінцевого ущільнення.

Радіальну силу в СВН з кільцевих відводом можна визначити за [71]:

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						21
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

$$R = K_R \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \rho g H D_2 \cdot b_{2Д}, \text{ Н} \quad (2.25)$$

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

$b_{2Д}$ - ширина РК на виході, що включає в себе і товщину його диска, м.

$$R = 0,2 \cdot \frac{200}{200} \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot 0,204 \cdot 0,028 = 807 \text{ Н.}$$

Радіальна сила в СВН спрямована в простір вільної камери і залежить від режиму його роботи.

Конструкція СВН повинна забезпечувати надійність його роботи при всіх значеннях подачі - від 0 до максимального значення у всьому рекомендованому діапазоні роботи. Тому прогин вала під дією радіальної сили не повинен перевищувати величини зазору між зовнішнім діаметром РК і діаметром розточення в корпусі насоса.

2.4 Розрахунки на кавітацію

Критичний кавітаційний запас визначається за залежністю:

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{кр}} = & \frac{1}{2g} \left((1 - k) \left(\frac{\pi n (r - R_1) \cdot R_2}{30 \left(1 + \frac{0,87}{\sqrt{Z}} \cdot \frac{1}{1 - (R_1/R_2)^2} \right) (R_2 - R_1)} \right)^2 \right. \\ & + \left(\frac{2\pi r}{2\pi r - \delta z} \right)^2 \left(\left(\frac{(1,1e^{-0,9(B/b)}) \cdot Q}{\pi(R_0^2 - R_1^2) - \delta z(R_0 - R_1)} \right)^2 + \left(\frac{\pi n R_2}{150} \right)^2 \right) (1 + \xi) \\ & + (\varphi \\ & \left. - 1) \left(\frac{\pi n r}{30} - \frac{(1 - k)\pi n R_2 (r - R_1)}{30 \left(1 + \frac{0,87}{\sqrt{Z}} \cdot \frac{1}{1 - (R_1/R_2)^2} \right) (R_2 - R_1)} \right)^2 \right) \quad (2.26) \end{aligned}$$

									Лист
									22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.01ВР.000.00 ПЗ				

де $k=0,24$ – коефіцієнт розбіжності;

$\xi=0,45$ – коефіцієнт опору на раптове звуження перед входом в між лопатевий канал.

$$\Delta h_{кр} = \frac{1}{2 \cdot 9,81} \left((1 - 0,24) \left(\frac{\pi \cdot 3000 \cdot (0,091 - 0,0255) \cdot 0,102}{30 \left(1 + \frac{0,87}{\sqrt{6}} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,0255}{0,102} \right)^2} \right) (0,102 - 0,0255)} \right)^2 + \left(\frac{2\pi \cdot 0,091}{2\pi \cdot 0,091 - 0,004 \cdot 6} \right)^2 \cdot \left(\frac{(1,1e^{-0,9 \left(\frac{0,035}{0,054} \right)}) \cdot 0,0556}{\pi(0,033^2 - 0,0255^2) - 0,004 \cdot 6(0,033 - 0,0255)} \right)^2 + \left(\frac{\pi \cdot 3000 \cdot 0,102}{150} \right)^2 \right) (1 + 0,45) + (0,7 - 1) \cdot \left(\frac{\pi \cdot 3000 \cdot 0,091}{30} - \frac{(1 - 0,24)\pi \cdot 3000 \cdot 0,102(0,091 - 0,0255)}{30 \left(1 + \frac{0,87}{\sqrt{6}} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,0255}{0,102} \right)^2} \right) (0,102 - 0,0255)} \right)^2 = 3,9$$

Допустимий кавітаційний запас розраховується за формулою:

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta h_{\text{доп}} = 1,1 \cdot \Delta h_{\text{кр}} \quad (2.26)$$

$$\Delta h_{\text{доп}} = 1,1 \cdot 3,9 = 4,29$$

Стійкість роботи насоса на кавітаційних режимах визначається кавітаційним коефіцієнтом швидкохідності:

$$C = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h_{\text{доп}}^{3/4}} \quad (2.27)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{200/3600}}{4,29^{3/4}} = 461$$

Відповідно до отриманого значення кавітаційного коефіцієнту швидкохідності спроектований насос має невисокі кавітаційні показники. Однак, враховуючи вищенаведене, навіть у випадку виникнення кавітаційних явищ насоса продовжить транспортувати рідину на відміну від відцентрових насосів.

2.5 Урівноваження осьової сили

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

Розвантаження осьового зусилля в проєктованому насосі пропоную виконувати за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів, рис. 2.7). Лопатки збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі і відповідно зменшують тиск на провідний диск.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						24
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

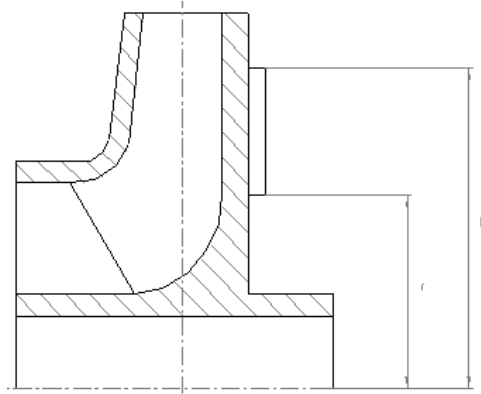


Рисунок 2.7 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

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

$$N_u = C\varphi^2\rho\omega^3R^5\left[1 - \left(r/R\right)^5\right] \quad (2.28)$$

де $C = 3,6 \cdot 10^{-4}$;

$\varphi = 0,9$;

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

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

$$T_u = \frac{3}{8}\rho g\pi(R^2 - r^2)\frac{U_R^2 - U_r^2}{2g} \quad (2.29)$$

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове зусилля. В даному випадку для $R = 0,102$ м, $r = 0,052$ м осьове зусилля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,102^2 - 0,052^2) \frac{32,03^2 - 16,33^2}{2 \cdot 9,81} = 4130 \text{ Н}$$

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів будуть дорівнювати:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1200 \cdot 314^3 \cdot 0,102^5 \cdot \left[1 - \left(0,052 / 0,102 \right)^5 \right] = 115 \text{ Вт}$$

Додаткові втрати потужності призводять до збільшення втрат на дискове тертя, і, як наслідок, зниження внутрішнього механічного ККД, яке обчислюється за формулою (3.19). Таким чином, цей коефіцієнт буде рівним:

$$\eta_{\text{вн мех}} = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 0,0556 \cdot 66,67}{1200 \cdot 9,81 \cdot 0,0556 \cdot 66,67 + 116 + 115} = 0,99$$

2.6 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

$$M_A = 0,21M_{\text{ном}}, \quad (2.30)$$

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

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} \quad (2.31)$$

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{83800}{314} = 226,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 226,9 = 47,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (2.32)$$

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

$$N_{\text{max}} = N_{\text{дв}} \quad (2.33)$$

$$N_{\text{дв}} = 190 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{\text{max}} = \frac{90 \cdot 10^3}{314} = 286,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{\text{НОМ}}, \quad (2.34)$$

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						27
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв}$$

$$M_B = 0,03M_{max}, \quad (2.35)$$

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 286,6 = 8,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2}, \quad (2.36)$$

$$k = \frac{286,8}{3000^2} = 3,18 \cdot 10^{-5}$$

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

$$M = kn^2 \quad (2.37)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 2.4.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 3.3 будують залежність $M = f(n)$

- точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднуються між собою відрізком;

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 2.4 – Пускова момент на характеристика

$n, \text{об/хв}$	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	0	7,95	31,8	71,55	127,2	198,8	286,8

На рисунку 2.16 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

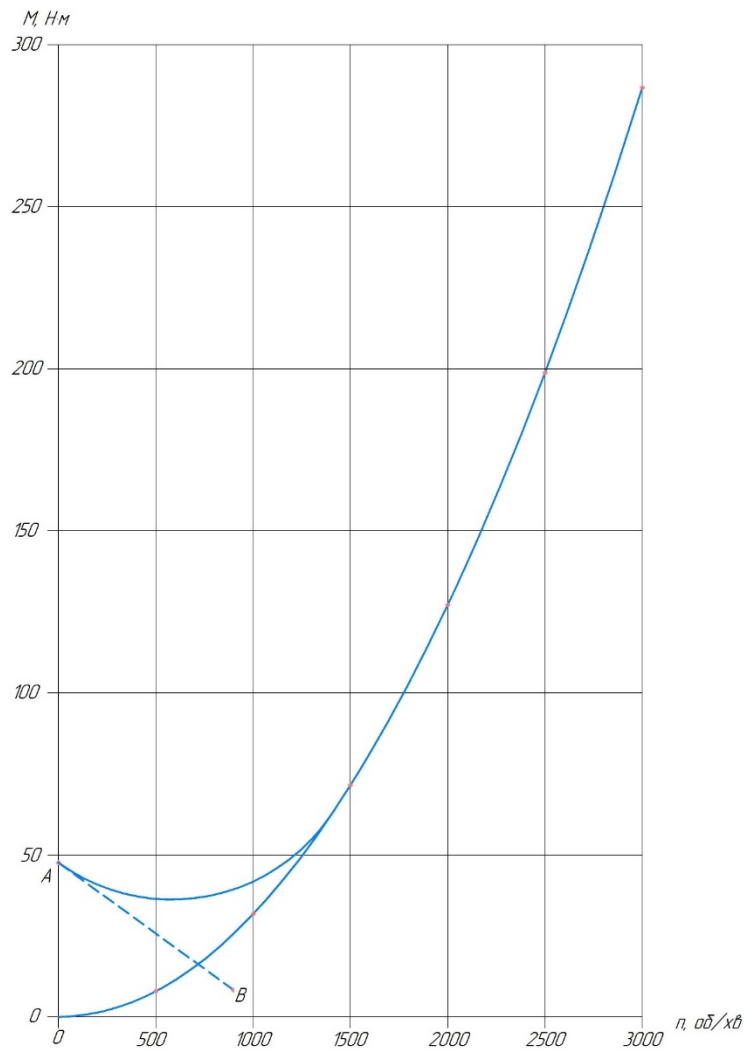


Рисунок 2.8 – Пускова моментна характеристика

3 Розрахунки на міцність

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1 Розрахунок валу

3.1.1 Конструювання валу

Конструювання валу починається з визначення його діаметрів (рис. 3.1).

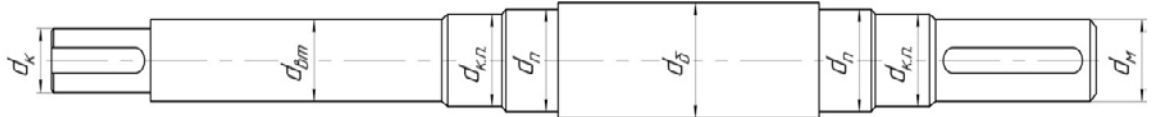


Рисунок 3.1 - Розміри діаметрів валу насоса

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

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3.38)$$

де $[\tau] = 15 \cdot 10^6$ - дотичне напруження при крученні, Па.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 286,6}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,0231 \text{ м}$$

Приймаємо $d_k = 0,024$ м.

Діаметр валу під захисну втулку, мм:

$$d_{BT} = d_k + 6. \quad (3.39)$$

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{BT} = 0,024 + 0,006 = 0,030 \text{ м}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_M = (0,8 \div 1,2)d_{дв}, \quad (3.40)$$

де $d_{дв} = 50$ мм - вихідний кінець вала обраного двигуна.

Приймаємо $d_M = 42$ мм.

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{к.п.} = d_M + (5 \div 10), \quad (3.41)$$

$$d_{к.п.} = 42 + 5 = 47 \text{ мм}$$

Після розрахунку діаметр уточнюють за стандартним розміром манжет.

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_{п.} \geq d_{к.п.} + 2t, \quad (3.42)$$

де $t = 5$ мм – висота буртика.

$$d_{п.} \geq 47 + 2 \cdot 5 = 57 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{п.} = 60$ мм

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_B \geq d_{п.} + 3r, \quad (3.43)$$

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						31
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

де $r = 3$ мм – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника.

$$d_b \geq 60 + 3 \cdot 3 = 69 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_b = 70$ мм.

3.1.2 Розрахунок реакцій в опорах

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.

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див.рис. 3.18), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

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

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2l_2, \quad (3.44)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}, \quad (3.45)$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{806 \cdot (212 + 120)}{120} = 2230 \text{ Н}$$

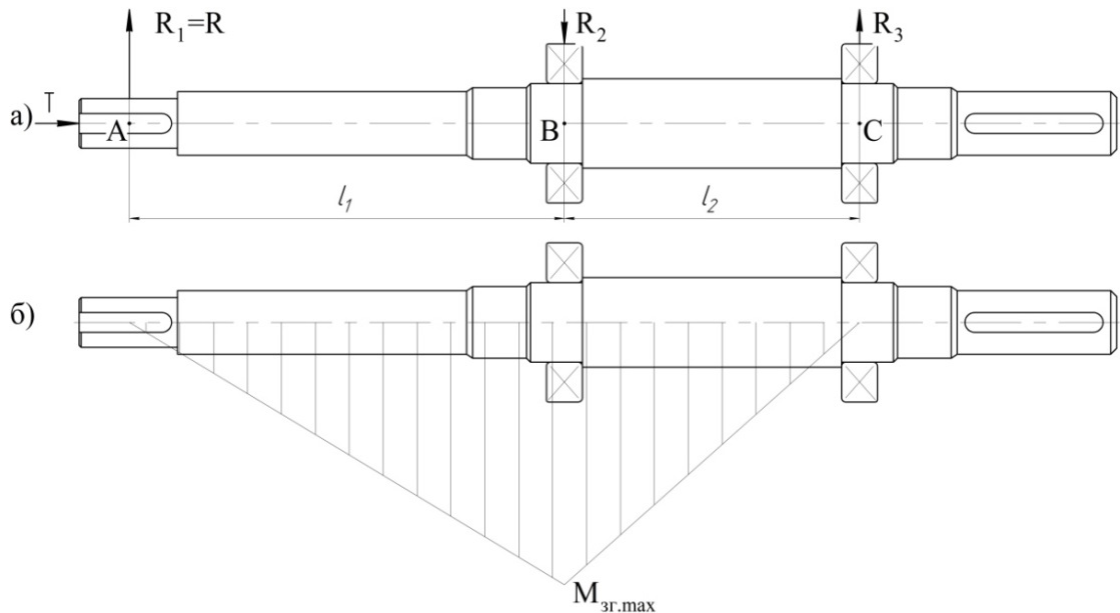


Рисунок 3.18 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = R_1 l_1 - R_3 l_2. \quad (3.46)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R₃, Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}. \quad (3.47)$$

Таким чином:

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_3 = \frac{806 \cdot 212}{120} = 1424 \text{ Н}$$

3.1.3 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.маx}^2 + 0,75M_{маx}^2}, \quad (3.48)$$

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

Максимальний згинальний момент можна визначити з рисунку 3.18:

$$M_{зг.маx} = R_1 l_1. \quad (3.49)$$

Звідси:

$$M_{зг.маx} = 806 \cdot 0,212 = 170,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{170,9^2 + 0,75 \cdot 286,6^2} = 301 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{II} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (3.50)$$

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{п}} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{301}{0,1 \cdot 40}} = 47 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо $d_{\text{п}} = 60$ мм, відповідно до реального розміру вала. При конструюванні був обраний діаметр підшипника 60 мм.

3.1.4 Перевірочний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S], \quad (3.51)$$

де S - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

S_{σ} , S_{τ} - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (3.52)$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (3.53)$$

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						35
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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

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

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

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

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

Межі витривалості вала знаходяться за формулами (3.53) та (3.54):

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120), \text{ МПа} \quad (3.54)$$

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

Звідси:

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

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа} \quad (3.55)$$

Тому:

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

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1d_n^3}, \text{ МПа} \quad (3.56)$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{170,9}{0,1 \cdot 0,06^3} = 7,91 \text{ МПа}$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_{\text{ш}}^2}, \text{ МПа} \quad (3.57)$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 286,6}{3,14 \cdot 0,06^2} = 0,101 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{\text{max}}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа} \quad (3.58)$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{170,9}{0,2 \cdot 0,06^3} = 1,98 \text{ МПа}$$

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

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,65$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{390,5}{\frac{2,2}{0,65} \cdot 7,91 + 0,275 \cdot 0,101} = 14,6$$

$$S_\tau = \frac{226,5}{\frac{1,41}{0,65} \cdot 1,98 + 0,1 \cdot 1,98} = 50,4$$

$$S = \frac{14,6 \cdot 50,4}{\sqrt{14,6^2 + 50,4^2}} = 13,9 > 2,5$$

Отже, умова перевірного розрахунку вала виконується.

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						37
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

3.2 Вибір кінцевого ущільнення вала

У даній конструкції насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 3.19).

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.

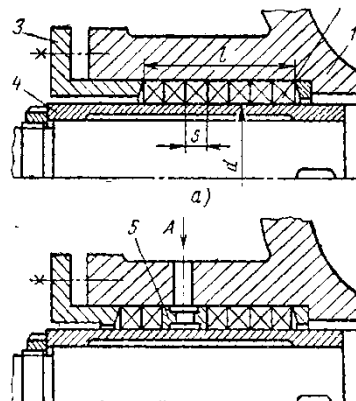


Рисунок 3.19 – Конструкція сальникового ущільнення

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, мм:

$$S = \sqrt{d}, \quad (3.59)$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де d – діаметр вала в місці набивання сальника, мм:

$$d = d_{\text{вт}} + 10, \quad (3.60)$$
$$d = 32 + 10 = 42 \text{ мм}$$

Таким чином, товщина кільця набивки сальника складає:

$$S = \sqrt{42} = 6,48 \text{ мм}$$

Приймаємо $S=8$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot S, \quad (3.61)$$

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

$$L = 4 \cdot 78 = 32 \text{ мм}$$

Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні:

Втрати потужності в сальнику:

$$N_C = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \left(e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right), \quad (3.62)$$

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

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

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

$L = 3,2$, см;

$S = 0,8$, см;

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p_0 = 1,02 \frac{\text{КГС}}{\text{СМ}^2}$$

Таким чином:

$$r = \frac{3,2}{2} + 0,7 = 2,3 \text{ см}$$

Звідси:

$$N_c = 314 \cdot 3,14 \cdot 3,2^2 \cdot 0,8 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left(e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{2,88}{0,72}} - 1 \right) = 73 \text{ Вт}$$

3.3 Розрахунок шпонкових з'єднань

3.3.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з робочим органом

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 32 мм за [73, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 8$ мм - ширина шпонки;

$h = 7$ мм - висота шпонки;

$l = 50$ мм - довжина шпонки

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

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (3.63)$$

де $t_1 = 4$ мм – глибина паза вала;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b. \quad (3.64)$$

Звідки:

$$l_p = 50 - 8 = 42 \text{ мм}$$

Напруження на зминання в шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 286,6}{0,032 \cdot 0,042 \cdot (0,007 - 0,004)} = 142,2 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (3.65)$$

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

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

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

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						41
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (3.66)$$
$$\sigma_{зм} = 142,2 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b}. \quad (3.67)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 286,6}{0,032 \cdot 0,042 \cdot 0,008} = 17,4 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}]. \quad (3.68)$$

де:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм} \quad (3.69)$$

Таким чином:

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

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 17,4 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						42
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

3.3.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані для розрахунку:

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

Виходячи з діаметру вала, рівному 42 мм за [73, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 12$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 55$ мм - довжина шпонки

За формулою (3.64) визначаємо робочу довжину шпонки:

$$l_p = 55 - 12 = 43 \text{ мм}$$

Напруження на зминання в шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 286,6}{0,042 \cdot 0,043 \cdot (0,008 - 0,005)} = 105,8 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

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

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} = 105,8 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки (3.66) виконується.

Перевірка шпонки на зріз (3.67), МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 286,6}{0,042 \cdot 0,043 \cdot 0,012} = 26,4 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова (3.68):

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

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 26,4 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

3.4 Вибір муфти крутного моменту

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву (МУВП, див. рис. 3.20).

					131.01ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						44
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Тур 1

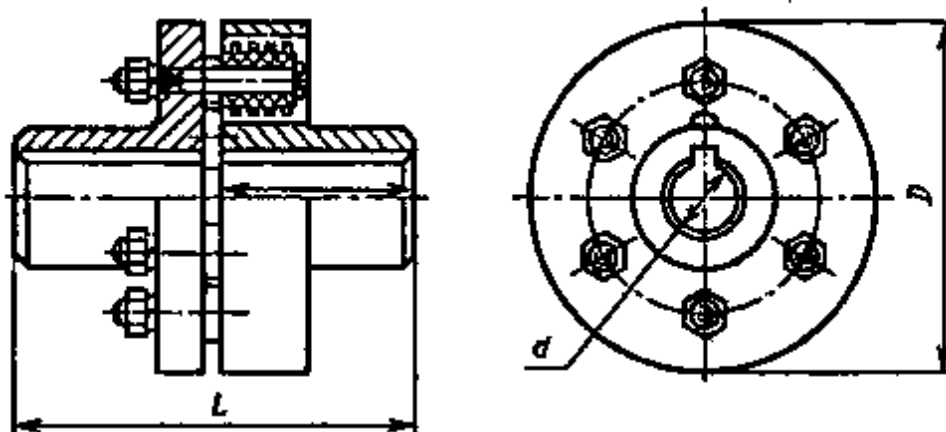


Рисунок 3.20 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (42 мм), максимального крутного моменту 286,6 Н · м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях) обираємо муфту: 320-42-1 У3 ГОСТ 21421-93.

Для неї:

$$D = 150 \text{ мм};$$

$$d = 42 \text{ мм};$$

$$L \leq 255 \text{ мм}.$$

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

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

$$F_{\text{п}} = \frac{2M_{\text{max}}}{D \cdot z}, \quad (3.70)$$

де $D = 150$ мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 6$ – кількість пальців.

Таким чином:

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 286,6}{0,14 \cdot 6} = 682,4 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

$$p = \frac{F_{\Pi}}{d_{\Pi} l_{\text{в}}} \leq [p], \quad (3.71)$$

де $d_{\Pi} = 16 \text{ мм}$ – діаметр пальця;

$l_{\text{в}} = 110 \text{ мм}$ – довжина втулки муфти;

$[p] = 2,5 \text{ МПа}$ – допустимий тиск для резини.

Звідси:

$$p = \frac{682,4}{0,016 \cdot 0,11} = 0,39 \text{ МПа} < 2,5 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32 F_{\Pi} (0,5 l_{\text{в}} + c)}{\pi d_{\Pi}^3} \leq [\sigma], \quad (3.72)$$

де c – осьовий зазор між напівмуфтами;

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

$$\sigma = \frac{32 \cdot 682,4 \cdot (0,5 \cdot 0,11 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,016^3} = 0,101 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

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

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5 Вибір підшипників та розрахунки на довговічність

Розрахунок проводимо для більш навантаженої опори.

За розрахованим у п 3.9.1 діаметром вала $d_n = 55 \text{ мм}$ за [73, с.393] вибирають тип та марку підшипників, їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – шарикопідшипник радіальний, однорядний середньої серії.

Позначення –311 ГОСТ 8328-75

$$C = 71,5 \text{ кН}$$

$$C_0 = 41,5 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В (див. рис.3.18). Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_n . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_n = 40000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (3.73)$$

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

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

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

X , Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно. Вони вибираються з [73, с.211] залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 1$$

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Y = 0$$

$$P = (1 \cdot 807 + 0 \cdot 24) \cdot 1 \cdot 1 = 831 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n} \quad (3.74)$$

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{71500}{831}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 3538690 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h \quad (3.75)$$

$$L_{hp} = 3538690 \text{ год} > 40000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипники обрані вірно.

4 Охорона праці

Згідно із Законом України «Про охорону праці» за порушення законодавчих та інших нормативних актів про охорону праці (розділ VIII) встановлені різні види відповідальності: дисциплінарна, адміністративна, матеріальна, кримінальна. Передбачена відповідальність як підприємств, так і самих працівників.

Відповідальні за охорону праці особи зобов'язані діяти так:

- здійснювати постійний контроль за дотриманням законодавства про працю;

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- розробляти з профспілками та реалізувати комплексні заходи для покращення умов праці;
- усувати причини, що призводять до нещасних випадків, професійних захворювань;
- слідкувати за виконанням наказів, інструкцій, постанов та ін.;
- забезпечувати робітників засобами індивідуального захисту, спеціальним одягом та взуттям;
- слідкувати за своєчасним укладенням узгодження з профспілковою організацією про проведення заходів з охорони праці;
- забезпечувати всі робочі ділянки інструкціями та наглядними посібниками з техніки безпеки;
- створювати умови праці, що відповідають вимогам нормативних актів та слідкувати за дотриманням прав працівників, що гарантовані законодавством про охорону праці;
- навчати працівників безпечним методам праці.

Дисциплінарна відповідальність працівників за порушення трудової дисципліни, за невиконання або неналежне виконання трудових обов'язків, у тому числі й обов'язків з охорони праці, полягає в тому, що працівник вимушено несе невігідні для нього наслідки дисциплінарного стягнення.

Працівники зобов'язані виконувати вимоги з охорони праці, бо про це зазначено в КЗпП України (Ст. 138-139), у Законі України «Про охорону праці» (Ст. 14), правилах внутрішнього розпорядку, що діють на підприємствах, в інших нормативних документах про працю.

Одним із конкретних порушень законодавства про охорону праці, прямо вказаних в Законі, за яке власник або уповноважений ним орган має право притягнути працівника до дисциплінарної відповідальності, є ухилення його від проходження обов'язкового медичного огляду (ч. 2, Ст.17 Закону України «Про охорону праці»). У цьому випадку власник або уповноважений ним орган зобов'язаний відсторонити працівника від роботи без збереження заробітної платні.

У КЗпП України (Ст. 147) встановлено такі дисциплінарні стягнення: звільнення з роботи, догана та ін.

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						49
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Дисциплінарне стягнення накладається власником при виявленні провини, але не пізніше одного місяця з дня його виявлення, при цьому не враховується час звільнення працівника від роботи в зв'язку з тимчасовою непрацездатністю або перебуванням його у відпустці.

Дисциплінарне стягнення не може бути накладене пізніше шести місяців з дня вчинення провини (Ст. 143 КЗпП України).

До того, як накласти дисциплінарне стягнення, власник повинен взяти від працівника письмове пояснення.

Адміністративне стягнення можливе за двох основних груп провини:

- порушення законодавчих та інших нормативних актів про охорону праці.
- створення перешкод для діяльності посадових осіб, органів державного нагляду та представників профспілки.

Адміністративна відповідальність накладається за будь-які посягання на загальні умови праці, крім випадків, коли такі порушення не тягнуть за собою кримінальної відповідальності, а також якщо відсутні підстави для звільнення від адміністративної відповідальності за правопорушення (Ст. 21-22 Кодексу України про адміністративні порушення) чи відсутності обставин, що виключають адміністративну відповідальність (Ст. 17-20 Кодексу України про адміністративну відповідальність).

Особи, що порушили законодавство чи інші нормативні акти про охорону праці та створили перешкоди для діяльності органів державного нагляду чи представників профспілок, притягуються до матеріальної відповідальності.

Матеріальна відповідальність робітників і службовців регламентується Ст. 130-138 КЗпП України та іншими нормативними актами, у яких розглядаються трудові відношення.

Притягнення працівника до кримінальної, адміністративної чи дисциплінарної відповідальності за вчинки, якими заподіяно шкоду, не звільняє його від матеріальної відповідальності.

Законодавство передбачає різні види матеріальної відповідальності залежно від того, чи є в діях працівника ознаки кримінального злочину чи їх немає.

За наявності в діях робітника ознак злочину, він притягається до повної відповідальності (п. 3, Ст. 134 КЗпП України), а за відсутності таких ознак працівник притягається до обмеженої відповідальності та сплачує штраф у

					131.01ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						50
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

сумі місячного заробітку.

У той же час у Ст. 16 Кримінального Кодексу Законів України та Ст. 444-445 Цивільного Кодексу Законів України вказано, що працівник звільняється як від кримінальної, так і матеріальної відповідальності, якщо ним заподіяно шкоду у виключній ситуації або під час оборони.

Суттєве значення має загальний обсяг і розмір завданих збитків у зв'язку з порушенням вимог щодо охорони праці. Ці збитки можуть складатися із сум, виплачених потерпілому на відшкодування заробітку, одноразової допомоги, додаткових витрат на лікування, протезування, коли потерпілий залишився живий; а також із сум, витрачених на поховання потерпілого, виплачування сум одноразової допомоги на сім'ю та на утриманців.

Крім того, до сум збитків, завданих порушенням законодавства про охорону праці, належать суми, виплачені добровільно або стягнуті судовим рішенням у порядку відшкодування моральної шкоди (Ст. 9 Закону України «Про охорону праці»).

Відшкодування моральної шкоди можливе також при відсутності даних про втрату потерпілим професійної працездатності.

До збитків у зв'язку з порушенням законодавства про охорону праці, крім вище зазначених виплат, пов'язаних із травмуванням або смертю працівника, належать також завдані збитки, а саме:

- знищенням майна, устаткування, будівель власника внаслідок вибуху, пожежі, руйнування;
- псуванням матеріалів, напівфабрикатів, готових виробів, устаткування;
- виплатою сум страхувальникам у зв'язку з пошкодженням або знищенням застрахованого майна;
- виплатою штрафів за договорами поставки;
- оплатою праці експертних комісій, установ, призначених судовими органами під час проведення розслідування кримінальної справи та за її розгляду в судах, а також інші збитки.

Кримінальна відповідальність за порушення правил з охорони праці передбачена Ст. 135, 218, 219, 220 Кримінального Кодексу Законів України; Ст. 135 містить у собі загальне поняття складу та суб'єкта злочину; суб'єктом злочину з питань охорони праці є будь-який службовець підприємства, установи, організації незалежно від форм

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						51
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

власності, а також громадян – власників підприємств чи уповноважених ними осіб.

Кримінальна відповідальність накладається не за будь-яке порушення, а за порушення вимог законодавства та інших нормативних актів про охорону праці, якщо це порушення створювало небезпеку для життя або здоров'я громадян.

Вище вказана стаття передбачає таку міру покарання, як виправні роботи або штраф до 15 мінімальних розмірів заробітної платні.

Відповідно до цієї статті винуватці несуть відповідальність за створення небезпеки для життя та здоров'я не лише працюючих, але й для усіх громадян, які знаходяться на підприємстві, в тому числі стажери, студенти-практиканти та ін.

Злочином, передбаченим Ст. 218 Кримінального Кодексу Законів України, є порушення правил безпеки гірничих робіт, якщо воно заподіяло шкоду здоров'ю людей або за відома могло спричинити людські жертви чи інші тяжкі злочини. Таке порушення карається позбавленням волі на строк до трьох років або виправними роботами на строк до двох років. Те ж саме порушення, якщо воно спричинило людські жертви або інші тяжкі наслідки, карається позбавленням волі на строк до восьми років.

До відповідальності (Ст. 218 Кримінального Кодексу Законів України) притягаються як службові особи, так й інші працівники підприємств, які досягли 16-ти років.

Окремим видом кримінального злочину, передбаченого Ст. 220 Кримінального Кодексу України, є порушення виробничо-технологічної дисципліни або правил, що забезпечують безпеку виробництва на вибухонебезпечних підприємствах.

Такий злочин карається позбавленням волі на строк до одного року або виправними роботами на той же строк, або штрафом у розмірі до 25 номінальних розмірів заробітної платні. Той же злочин, якщо він спричинив людські жертви або інші тяжкі наслідки, карається позбавленням волі на строк до 10-ти років.

У всіх випадках притягання осіб до кримінальної відповідальності (Ст. 135, 218-220 Кримінального Кодексу Законів України) необхідно встановлювати коло службових обов'язків кожної з цих осіб, чи дійсно нею не виконувались ці обов'язки, чи її провина є бездіяльністю з негативними наслідками.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розділ з економіки

Планування мереж - метод управління, заснований на використанні математичного апарату теорії графів і системного підходу для відображення і алгоритмізації комплексів взаємопов'язаних робіт, дій чи заходів для досягнення чітко поставленої мети.

Мережеве планування має ряд переваг:

- забезпечує наочність технологічної послідовності робіт;
- дозволяє скласти оперативні та поточні плани, а також прогнозувати складні процеси;
- дозволяє виявити приховані ресурси часу і матеріальних засобів при виконанні виробничих процесів.

Щоб приступити до мережевого моделювання виробничого процесу необхідно мати перелік і тривалість виконання операцій, відповідних розглядався виробничому процесу. Мережеве планування супроводжується побудовою робочих таблиць і мережевих графіків.

За допомогою мережевої моделі керівник робіт або операції має можливість системно і масштабно представляти весь хід робіт або оперативних заходів, управляти процесом їх здійснення, а також маневрувати ресурсами.

Найбільш поширеними напрямками застосування мережевого планування є:

- Цільові науково-дослідні та проектно-конструкторські розробки складних об'єктів, машин і установок, у створенні яких беруть участь багато підприємств і організацій;
- Планування та управління основною діяльністю розробляють організацій;
- Планування комплексу робіт з підготовки і освоєння виробництва нових видів промислової продукції;
- Будівництво і монтаж об'єктів промислового, культурно-побутового та житлового призначення;
- Реконструкція і ремонт діючих промислових і інших об'єктів;
- Планування підготовки і перепідготовки кадрів, перевірка виконання прийнятих рішень, організація комплексної перевірки діяльності підприємств, об'єднань, будівельно-монтажних організацій і установ.

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						53
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Використання методів мережевого планування сприяє скороченню термінів створення нових об'єктів на 15-20%, забезпечення раціонального використання трудових ресурсів і техніки.

В мережевому моделюванні будівельного виробництва використовується два основних поняття: мережеві моделі і мережеві графіки.

Мережеві моделі бувають різні в залежності від характеру об'єкта будівництва, цілей і ряду інших показників.

Класифікуються мережеві моделі за такими основними ознаками:

- по виду цілей - одноцільові моделі і багатоцільові;
- по числу охоплення об'єктів: приватна модель і комплексна;
- за характером оцінок параметрів моделі: детерміновані і ймовірні;
- моделі з урахуванням цільової спрямованості

Елементами сіткового графіка є:

- робота - процес, що вимагає витрати часу і ресурсів;
- фактична робота - факт закінчення однієї або декількох робіт, необхідних і достатніх для початку однієї або декількох наступних робіт, що не вимагає витрат ні часу, ні ресурсів;
- очікування - технологічний і організаційний перерву між роботами, що вимагає тільки витрати часу;
- залежність - елемент мережевого графіка, який вводиться для відображення правильної технологічної взаємозв'язку між роботами, що не вимагає витрати ні часу, ні праці виконавців.

На мережевих графіках фактичну роботу і очікування зображують суцільними стрілками, а залежності - пунктирними.

Мережевий графік будують в масштабі або без масштабу. В останньому випадку обов'язково над стрілками проставляють тривалість роботи в одиницях часу.

Скорочення тривалості виробничих процесів являє собою одну з найбільш важливих завдань організації сучасного виробництва, від належного вирішення якої великою мірою залежить його ефективна рентабельна робота.

Вирішити це завдання можна шляхом впровадження сучасних принципів і методів організації виробництва.

Організація процесів створення нових видів продукції охоплює проектування, здійснення на практиці і вдосконалення системи підготовки

					131.01ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						54
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

виробництва. Система підготовки виробництва - це об'єктивно існуючий комплекс матеріальних об'єктів, колективів людей і сукупність процесів наукового, технічного, виробничого та економічного характеру для розробки та організації випуску нової продукції.

Організація підготовки виробництва нової продукції спрямована на раціональне поєднання всіх елементів процесу створення і освоєння нової техніки в просторі і в часі, встановлення необхідних зв'язків та узгодження дій учасників цього процесу, створення умов для підвищення зацікавленості вчених, інженерів, виробничників в прискореній розробки та організації виробництва нової високоефективної техніки.

В умовах комплексної підготовки виробництва виникає необхідність застосування таких методів планування робіт і управління ними:

- методи мережевого планування і управління, які дозволяють найбільш повно охопити взаємозв'язку всього комплексу робіт з підготовки виробництва;
- методи управління ходом робіт: призначення термінів виконуваних робіт, планування ресурсів, визначення техніко-економічних параметрів створюваної техніки;
- методи матеріального і морального заохочення працівників, зайнятих створенням нової продукції, з урахуванням їх внеску в скорочення термінів і витрат, досягнення високих техніко-економічних параметрів нової техніки.

Метод мережевого планування і управління (СПУ) він дозволяє пов'язати в часі проведення робіт, що входять в замкнутий комплекс, який нараховує іноді до декількох тисяч складових. Він дозволяє заздалегідь планувати послідовність і взаємозалежність робіт, стежити за виконанням кожної роботи окремо, виявляти і усувати затримки, а також знаходити приховані резерви і намічати шляхи їх використання.

Методи СПУ засновані на графічному зображенні певного комплексу робіт, що відбиває їх логічну послідовність, взаємозв'язок і тривалість, з оптимізацією розробленого графіка за допомогою методів прикладної математики і обчислювальної техніки і з його подальшим використанням для поточного керівництва цими роботами.

При застосуванні методів СПУ модель планованого процесу зображується у вигляді орієнтованого графа - мережі, в якій весь комплекс робіт розчленовується на окремі, чітко визначені роботи.

Поняття "робота" в мережевому графіку позначає процеси або сукупність процесів і може мати наступні значення:

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						55
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

- дійсна робота - трудовий процес, що вимагає витрат часу і ресурсів;
- очікування - процес, що вимагає витрат часу, але не вимагає витрат ресурсів;
- фіктивна робота - зображення логічного зв'язку між роботами.

Будь-яка робота мережевого графіка з'єднує дві події: безпосередньо передуює даній роботі, є для неї початковим подією, і наступне за нею, що є для неї кінцевим подією. Подією може бути початок виконання комплексу робіт, досягнення кінцевої мети та ін. На відміну від роботи подія не є процесом і не має тривалості.

Тривалість виконання роботи в залежності від завдання характеризується різними кількісними оцінками:

- трудомісткість;
- вартість;
- матеріальні ресурси.

Послідовність робіт в мережі, в якій кінцева подія кожної роботи збігається з початковим подією наступної за нею роботи, називається шляхом. Тривалість будь-якого шляху дорівнює сумі тривалостей складових його робіт.

Повний шлях, який має найбільшу тривалість, називається критичним, його тривалість визначає загальну тривалість виконання комплексу робіт, тому для скорочення термінів виконання комплексу робіт, необхідно скоротити терміни виконання робіт, що лежать на критичному шляху.

На мережевому графіку критичний шлях виділяється жирними стрілками. Особливо ця перевага важливо при реалізації складних комплексів робіт, в яких беруть участь десятки і сотні підрозділів і організацій - виконавців робіт.

Решта шляху мають резерв часу, який визначається як різниця між пізнім і раннім термінами здійснення їх робіт.

Роботи, що мають нульовий резерв часу, лежать на критичному шляху і називаються критичними.

Резерв часу шляху може бути використаний повністю для однієї роботи або розподілений між окремими роботами, які перебувають на цьому шляху тільки в межах повних резервів часу цих робіт.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						56
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

При використанні всього резерву часу шляху повністю для однієї роботи резерви часу інших робіт, що лежать на максимальному шляху, будуть вичерпані.

Резерви часу на інших шляхах, що проходять через неї, зменшаться і будуть рівні різниці між колишнім резервом часу цих робіт і використаним повним резервом часу роботи, що лежить на максимальному шляху.

Крім повних резервів часу у робіт в місцях перетину шляхів різної тривалості, що належать шляхам з меншою тривалістю, є резерви часу двох видів:

- приватний резерв першого виду утворюється у робіт, безпосередньо наступних за подіями, у яких перетинаються шляхи різної тривалості.
- Приватний резерв другого виду утворюється у робіт, які безпосередньо передують подіям, у яких перетинаються шляхи різної тривалості.

Резерви часу використовуються в системах СПУ для послідовної перебудови графіка з метою його оптимізації. При контролі над його виконанням величина резерву часу не завжди може досить повно характеризувати, наскільки напруженим є виконання прийнятого плану комплексу робіт. Залежно від кількості незалежних цілей в конкретних комплексах робіт описують їх мережеві графіки можуть містити одне або кілька завершальних подій.

За ступенем охоплення комплексу робіт мережеві графіки поділяються на:

- комплексні, охоплюють всі роботи, що виконуються різними організаціями;
- приватні, включають окремі самостійні роботи комплексу, що їх окремими організаціями;
- первинні, містять роботи, що виконуються окремими відповідальними виконавцями.

Перераховані мережеві графіки можуть бути деталізованими або укрупненими.

Мережевий графік може мати такі види структур:

- детерміновану, яка означає, що всі види роботи комплексу робіт і їх взаємозв'язок точно визначені;
- випадкову, якщо роботи включені в комплекс робіт з певною ймовірністю;

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						57
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

- змішану, коли деякі роботи в мережевому графіку носять імовірнісний характер.

Перевагами мережевих моделей є:

- мережеві графіки дають чітке уявлення про загальний обсяг робіт комплексу.
- забезпечують наочність технологічної послідовності робіт.
- мережеві моделі забезпечують розподіл коштів і робочої сили, що створює умови для найкращого використання ресурсів.
- дозволяють здійснювати поточне планування виконання робіт, прогнозувати складні процеси, виявляти «вузькі місця» виробництва.
- скоротити втрати часу при виконанні всього комплексу робіт.
- вибрати оптимальний варіант виконання робіт.

Для складання мереж необхідно накопичення великого статистичного матеріалу, а також використання праці висококваліфікованих фахівців. Незважаючи на це, ефективність мережевого планування і управління велика, особливо для таких робіт, як проектування нових видів техніки, заснованих на нових наукових принципах, виготовлення і монтаж найскладніших видів технологічного обладнання, капітальне будівництво складних об'єктів, комплексні роботи, що виконуються багатьма підприємствами галузі.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						58
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Список використаної літератури

1. Egger E. Einsatz Von Turo-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schllibende Forderguter. – Pumpen und Verdichterinformationen. – 1967. №2. – 11 с.
2. Egger E. Verstoppingsvrije wervelwaaierpompen / E. Egger // Klaarmeester. – 1976. – Vol. 11, №2. – 2 s.
3. Капелюш А. Н. Анализ рабочего процесса свободновихревого насоса / А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1966. – Вып. 7. – С. 65–77.
4. Rutschi K. Die Arbeitsweise von Freistrompumpen / K. Ruschi // Bauzeitung, Schweiz. – 1968. – Vol. 86, №32. – S. 575–582.
5. Stepnewski M. Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym / M. Stepnewski // Przegląd mechaniczny. – 1969. – Vol. 28, №16. – S. 493–497.
6. Скивли Г. Теоретическое и экспериментальное исследование вихревого насоса / Г. Скивли, Д. Дюссор // Труды американского общества инженеров-механиков (ASME). – 1970. – № 4. – С. 192–202.
7. Grabow G. Pumpen zur Fordrung von Flüssigkeiten nach dem Peripheral – Wemco und Turo – Prinzip. – Pumpen und Uerdichterinformationen / G. Grabow // Pumpen und Verdichter-Informationen. – 1965. – № 2. – S. 19–26.
8. Grabow G. Untersuchung der Energieübertragung an das Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeitsund Druckverteilungsmessungen / G. Grabow // Maschinenbautechnik. – 1970. – Vol. 19, №2. – S. 77–82.
9. Grabow G. Einflub der Beschau felung auf das Kennlinienverhalten von Freistrompumpen / G. Grabow // Pumpen und Verdichter. – 1972. – №2. – S. 18–21.
10. Fitero J. Consideratii asupra pompelor cu rotor retras utilizabile in instalatiile de epnismen t / J. Fitero, F. Gynlai // Buletinul stiintific si tehnic al Institutului Politehnic “Traian Vuia”(Timisoara). – Seria “Mecanica”. – 1977. – Vol. 22(36), № 1. – S. 98–102.

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Zarzycki M. Badania pompy kretnej o swobodnym przeplywie produkowanej seryjme / M. Zarzycki, J. Rokita, S. Morzyński // Zesz. nauk. SJ. – 1974. – №425. – S. 103–119.
12. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (Cavitation characteristic) / M. Aoki // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, №216. – S. 254–258.
13. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (1st Report, Flow Model) / M. Aoki // Bulletin of the JSME. - 1983. – Vol. 26, №213. – S. 394–398.
14. Герман В. Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе / В. Ф. Герман // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: темат. сб. науч. тр. – Киев : ИСИО. – 1994. – С. 67–81.
15. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины. – М. : Машиностроение, 1981. – 197 с.
16. Руднев С. С. Основы рабочего процесса вихревых насосов / С. С. Руднев // ВНИИГидромаш. – 1972. – № 43. – С. 3–9.
17. Капелюш А. Н. Исследование рабочего процесса насосов свободно-вихревого типа с помощью скоростной киносъемки /А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1965. – Вып. 11. – С. 35–37.
18. Пресман Л. С. Смерчевые (свободно-вихревые) насосы / Л. С. Пресман // ВНИИГидромаш. – 1967. – № 36. – С. 46–65.
19. Корбутовский А. А. Определение параметров свободновихревого насоса / А. А.Корбутовский // ЦИНТИ–Химнефтемаш. – Москва. – Сер. ХМ– 4, 1978. – № 2. – 8 с.
20. Евтушенко А.А. Теория турбулентных струй в приложении к рабочему процессу свободновихревых насосов типа “Turo” /А. А. Евтушенко, В. Г. Неня, В. А. Соляник // Вестник национального технического университета Украины. – 1999. – № 36. – С. 241–248.
21. Лопастные насосы: справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						60
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

22. Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа "TURO" / В. Ф. Герман, А. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 4/8(52). – С. 33–37.

23. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа "TURO" /А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник национального технического университета Украины. – 1999. – № 34. – С. 372–354.

24. Grabow G. Untersuchung der Energieübertragung an das Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckverteilungs-messungen / G. Grabow // Maschinenbautechnik. – 1970. – Vol. 19, № 2. – S. 77–82.

25. Щербаковский Л. С. Опыт эксплуатации свободно-вихревых багерных насосов /Л. С. Щербаковский, В. П. Косарев, В. Н. Баранов и др.// Энергетика. – 1979. – № 3. – С. 22–24.

26. Каталог промислового обладнання компанії Weir [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
http://http://www.weirpowerindustrial.com/products__services/pump_products/rcressed_impeller_pumps/wemco_model_c.aspx?tab=features

27. Каталог насосного обладнання компанії VOGEL PUMPEN [Електронний ресурс].– Режим доступу:
http://www.vogelpumpen.com/vogdata/doc/EN/kswwts_05-eden.pdf

28. Соляник В.О. Робочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу "TURO" : Автореферат. к. техн. наук, спец.: 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати / В.О. Соляник. – Суми : Сумський державний університет, 1999. – 19 с.

29. Евтушенко А. А. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин / А. А. Евтушенко // Технологические системы. – 2002. – № 2 (13). – С. 110–113.

					131.01BP.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						61
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

30. Влияние ширины рабочего колеса и корпуса на параметры работы смерчевых насосов / ВЦП. – № Ц – 89456. Пер. ст. Rokita I. из журн. Prace Instytutu Maszyn przeplywowych. – 1975. – № 67– 68. – S. 221–233.

31. Ковалев И. А. Влияние основных геометрических размеров корпуса свободновихревого насоса на его характеристики / И. А. Ковалев, В. А. Соляник // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: темат. сб. науч. тр. – Киев : ИСИО. – 1994. – С. 81–89.

32. Корбутовский А. А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса / А. А. Корбутовский // Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин: ВНИИГидромаш: сбор. науч. тр. – 1977. – С. 40–52.

33. Wegener G. Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie / G. Wegener // Allgemeine Papier, Rundschau. – 1968. – № 40. – S. 1208–1210.

34. Герман В. Ф. Влияние геометрических параметров рабочего колеса свободновихревого насоса на его характеристики / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, И. Н. Чебаненко // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1984. – Вып. 18. – С. 75–77.

35. Гусак О. Г. Оцінка життєвого циклу насосних установок при використанні вільновихрових насосів / О. Г. Гусак, О. І. Котенко, Л. М. Ніколаєнко // Вестник национального технического университета "ХПИ", Харьков. – 2011. – № 53. – С. 116– 122.

36. Анисимов С.А. Влияние числа лопаток на эффективность центробежного колеса с однорядной решеткой [Текст]/ С.А. Анисимов, Ф.С. Ренстин, К.П.Селезнёв. // Труды ЛПИ. – 1962. – №.221 – с. 32-46.

37. Высокооборотные лопастные насосы [Текст]/ ред. В.Б. Овсянников, В.Ф.Чебаевский. – М.: Машиностроение, 1975. – 336с.

38. Малюшенко В.В. Определение оптимального числа лопастей рабочих колёс питательных насосов [Текст]/ В.В.Малюшенко. // Извещения вузов. Сер. Энергетика. – 1964. – №4. – с. 58-65.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

39. Отработка проточной части ступени питательных насосов сверхвысокого давления для турбоустановок К 300-240 в целях обеспечения непрерывнопадающей напорной характеристики [Текст] – Л.: Изд-во ЛПИ, 1961. – 28с.
40. Пфлейдерер К. Центробежные и пропеллерные насосы [Текст]/ К.Пфлейдерер – М.-Л.: ИКТН, 1937. – 495с.
41. Шкрабуль С.Н. Исследование пространственного течения вязкой жидкости в рабочем колесе центробежного компрессора: автореф. дисс. док. техн. наук : 05.04.13/ С.Н. Шкрабуль. – Л., 1974. – 32 с.
42. Анисимов С.А. Экспериментальное исследование влияния выходного угла лопаток β_2 рабочего колеса центробежного насоса [Текст]/ С.А. Анисимов, Ф.С. Ренстин, А.М.Симонов. // НТИБ. – 1967. – №.6 – с. 116-123.
43. Тхи Д.С. Исследование потока в рабочем колесе центробежного насоса низкой быстроходности [Текст]/ Д.С.Тхи, В.И. Арсеньев. // Гидравлические машины. – 1967. – №6. – с. 116-123.
44. Тхи Д.С. Исследование пульсаций давления в проточной части модельных ступеней питательных насосов мощных турбоблоков [Текст]/ Д.С.Тхи, Н.И Зубарев, С.Г. Сапунов // Энергомашиностроение. – 1968. – №7. – с. 17-19.
45. Зуев А.В. Исследование рабочих колес центробежного компрессора с различным законом распределения скоростей по лопаткам: автореф. дис... канд.. техн. наук : 05.04.03 / А.В.Зуев. – ЛПИ им. Калинина. – Л., 1970. – 20 с.
46. Зотов В.Н. Вибрации в центробежных насосах с одинаковым числом лопастей колеса и лопаток отвода [Текст]/ В.Н. Зотов // Лопастные насосы – Л.: Машиностроение – 1975. – с. 267-271.
47. Зотов В.Н. выбор числа лопаток колеса и направляющего аппарата центробежного колеса [Текст]/ В.Н. Зотов // Вестник машиностроения. – 1976. – №11. – с. 33-36.
48. Комаровский Н.П. Влияние некоторых геометрических параметров на потери в центробежных колёсах [Текст]/ Н.П.Комаровский, О.В. Бурмистров // Энергомашиностроение. – 1968. – №2. – с. 22-25.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	<i>Лист</i>
						63
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

49. Малюшенко В.В. О влиянии β_2 лопасти рабочего колеса на характеристики ступени центробежного насоса с низким коэффициентом быстроходности [Текст]/ В.В.Малюшенко, В.А. Головин, А.И.Бирюков. // Известия вузов. Сер. Энергетика. – 1970. – №.12 – с. 82-88.

50. Тхи Д.С. Исследование и отработка двухъярусного рабочего колеса для питательного насоса : автореф. дис... канд.. техн. наук : 05.04.03 / Д.С.Тхи. – ЛПИ им. Калинина. – Л., 1980. – 24 с.

51. Пат. 57-61917 Япония. Рабочее колесо центробежного насоса / Н. Кат – № 47-13163; заявл. 04.02.72; опубл. 27.12.82.

52. Миямото Х. Влияние дополнительных укороченных лопаток рабочего колеса центробежного насоса на его характеристику [Текст]/ Х. Миямото, Ю.Накашима, Х.

53. А.с. 1011909. Рабочее колесо центробежного насоса / Ю.А. Бородаев, Е.В.Грехиев, Е.В.Чирьев – № 3320360/25-06; заявл. 15.07.81; опубл. 23.08.91, Бюл. № 14. – 4 с.

54. А.с. 989157. Рабочее колесо центробежного компрессора / Г.Ф.Великанов, К.Б. Саранцев и др. – № 3304435/25-06; заявл. 11.06.81; опубл. 14.02.83, Бюл. № 2. – 3 с.

55. А.с. 1073495. Рабочее колесо центробежной турбомашины / А.А.Жарковский, С.Н. Шкрабуль – № 3524623/25-06; заявл. 21.12.82; опубл. 30.06.84, Бюл. № 6. – 2 с.

56. Шкрабуль С.Н. Применение двухъярусных рабочих колёс в насосостроении [Текст]/ С.Н. Шкрабуль, С.Н.Жарковский. // Энергомашиностроение. – 1987. – № 8. – с. 14-16.

57. Синенко А.Ю. Повышение эффективности высоконапорного центробежного насоса с уменьшенными габаритами: автореф. дис... канд.. техн. наук : 05.193 / А.Ю. Синенко – Сумы, 1972. – 21 с.

58. Шкрабуль С.Н. Экспериментальное исследование потока в рабочем колесе центробежного компрессора с различными профилями лопаток [Текст]/ С.Н. Шкрабуль. // Труды ЛПИ. – 1962. – № 221. – с. 147-158.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

59. Жуков В.М. Некоторые результаты исследования шнекоцентробежных ступеней с двухрядными решетками шнека [Текст]/ В.М.Жуков, В.А.Куценко, В.П.Бражник, В.П.Авдеевко. // Известия вузов. Сер. Энергетика. – 1985. – № 11. – с. 74-77.

60. А.с. 1141221. Рабочее колесо центробежного насоса / А.Ю. Синенко, В.С.Смирнов, О.В. Байбаков – № 3550230/25-06; заявл. 09.02.83; опубл. 19.07.85, Бюл. № 7. – 3 с.

61. Байбаков О.В. О применении двухрядной решетки профилей в рабочем колесе высокооборотного центробежного насоса [Текст]/ О.В.Байбаков, А.Ю.Синенко. // Известия вузов. Сер. Машиностр. – 1989. – № 8. – с. 62-64.

62. Синенко А.Ю. К вопросу о проектировании двухъярусных рабочих колёс центробежных насосов [Текст]/ А.Ю.Синенко, В.С.Смирнов, С.Ф.Торопчин, О.В.Байбаков,. // Известия вузов. Сер. Машиностр. – 1986. – № 7. – с. 33-40.

63. Rokita J. Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie / J. Rokita // Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej. – 1975. – No. 420. – S. 43–65.

64. Кондусь В. Ю. Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органа : дис. канд. техн. наук : 05.05.17 – Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати / Кондусь Владислав Юрійович – Суми, 2018. – 201 с.

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

66. Пат. 119140 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Рабочее колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703588; заявл. 12.04.2017; опубл. 11.09.2017, бюл. № 17.

					131.01ВР.000.00 ПЗ	Лист
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

67. Ржебаева Н.К., Ржебаев Е.С. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.

68. Пат. 119807 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703565; заявл. 12.04.2017; опубл. 10.10.2017, бюл. № 19.

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

70. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.

71. Нупа В. Ocena naporu promieniowego w pompie o swobodnym przeplywie na podstawie pomiaru rozkladu cisnienia na sciencie wneki wirnika I komory bezłopatkowej / В. Нупа, J. Rokita // Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej, 1983. – № 82. – P. 105–121.

72. Котенко А. И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточномассных свободновихровых насосов : дис. канд. техн. наук : 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты / Котенко Александр Иванович – Сумы, 1989. – 176 с.

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

74. API 610 – стандарт надежности и безопасности оборудования. [Электронный ресурс] . – Режим доступа: http://www.fluidbusiness.ru/usefull/articles/api_proservice/

75. Закон України "Про затвердження Правил безпечної експлуатації насосних станцій водогосподарських систем" від 12.03.2010 №55. Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 1 квітня 2010 р. г. № N 271/17566.

					131.01BP.000.00 ПЗ	Лист
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		