

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
TeSET  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

## ВИПУСКНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему Розробка трьох гвинтового зварного насоса  
Зі спеціальності 131 «Прикладна механіка» (Освітня програма  
«Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

Кузьменко Я.Д.  
прізвище,ім'я, по-батькові

\_\_\_\_\_  
Підпис, дата

Випускна робота  
Захищена на засіданні  
ЕК з оцінкою \_\_\_\_\_  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_р

Науковий керівник  
канд.техн.наук.доц.  
Ігнат'єв О.С.  
прізвище,ім'я, по-батькові

\_\_\_\_\_  
підпис,дата

Підпис голови комісії

Суми 2021 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Зав. кафедрою ПГМ  
\_\_\_\_\_ І.О.Ковальов  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021р.

## ЗАВДАННЯ

### на бакалаврську кваліфікаційну роботу студентіві

Кузьменко Я.Д.

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка трьох гвинтового зварного насоса

затверджена наказом по університету від" \_\_\_\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Термін здачі студентом закінченої роботи \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до роботи: тиск 2188800 Па, число обертів 2900 об/хв., витрати 12,5м<sup>3</sup>/год.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно вирішити):Будова та принцип дії. Розрахунок гвинтів,патрубокiв,каналiв, клапана,вістової та радіальної сил,тиску на обойму.Профiлювання гвинтів. Розрахунки на міцність стінок корпуса, кришки,вала,підшипника,шпонки, болтів.Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.Технічні характеристики.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Складальні креслення: агрегата насоса,кришки.

6. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Найменування етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Призначення ,будова насоса	26.04	
2	Гідравлічні розрахунки	03.05	
3	Розрахунки сил	10.05	
4	Розрахунок клапана	10.05	
5	Профілювання гвинтів	17.05	
6	Розрахунки на міцність	24.05	
7	Профілювання гвинтів	24.05	
8	Охорона праці	31.05	
9	Креслення насоса	07.06	
10	Зовнішній вигляд насоса	07.06	
11	Креслення агрегата	14.06	
12	Креслення кришки	14.06	

7. Дата видачі завдання « \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 р.

Студент- \_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

# РЕФЕРАТ

## **Пояснювальна записка:**

- сторінок 47
- рисунків 6
- таблиць 1
- літературні джерела 7

**Тема роботи** Розробка трьох гвинтового зварного насоса

**Графічні матеріали** Складальні креслення агрегата, насоса. зовнішнього вигляду насоса, кришки.

**Мета роботи:** підтвердження працездатності насосу.

## **Відповідно до поставленої мети виконані розрахунки:**

- розрахунок гвинтів трьох гвинтового насоса;
- профілювання гвинтів насосу;
- розрахунки ведучого гвинта;
- розрахунок переливного клапану;
- розрахунок підшипника;
- розрахунок корпусу;
- розрахунок кришки;
- розрахунок шпильки;

## **Ключові слова:**

ведучий гвинт, ведений гвинт, профілювання, клапан, підшипник, пружина , корпус, кришка.

## Зміст

*Технічне завдання*

*Реферат*

<i>Вступ</i> .....	6
<i>1. Призначення трьох гвинтових насосів</i> .....	7
<i>2. Конструкція й принцип дії</i> .....	8
<i>3. Розрахунок гвинтів 3-х гвинтового насоса</i> .....	10
<i>4. Теоретична подача й теоретичні крутні моменти 3-х гвинтового насоса</i> .....	12
<i>5. Потужність споживана гвинтовим насосом і вибір електродвигуна</i> ...	13
<i>6. Осьові й радіальні сили діючі на гвинти насоса</i> .....	16
<i>7. Вибір підшипника кочення</i> .....	17
<i>8. Розміри підшипників ковзання</i> .....	18
<i>9. Розрахунок діаметрів всмоктувальної й нагнітальної лінії</i> .....	20
<i>10. Розрахунок пружини запобіжного клапана</i> .....	20
<i>11. Профілювання гвинта</i> .....	23
<i>12. Розрахунок болтів і штифтів</i> .....	28
<i>13. Розрахунок корпусу</i> .....	31
<i>14. Розрахунок кришок корпусів</i> .....	32
<i>15. Розрахунок шпонкового з'єднання</i> .....	33
<i>16. Розрахунок на твердість</i> .....	35
<i>17. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях</i> .....	36
<i>18. Технічні характеристики</i> .....	42
<i>Список використаної літератури</i> .....	47

<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>		<i>Кузьменко</i>			<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Ігнат'єв</i>				5	
<i>Н.контр</i>					<i>СумДУ ГМ-71</i>		
					<b><i>Пояснювальна записка</i></b>		

## **Вступ.**

*Даний курсовий проект являє собою роботу з вивчення й розуміння основних принципів і законів проектування об'ємних гідромашин і приводів до них. У ході проектування була вивчено конструкція й принцип дії 3-х гвинтового насоса з однобічним підведенням рідини, був зроблений підбір редуктора й електродвигуна по заданих технічних і проектних вимогах.*

*Основне призначення курсової роботи - дати матеріал стосовно об'ємних гідромашин, що дозволить виробити навички застосування теоретичних відомостей до рішення конкретних завдань технічного характеру й тим самим освоїти практику розрахунку й створення насосів і насосних агрегатів.*

*Наявність у роботі великого й різноманітного матеріалу у проекті дозволяє сподіватися, що він становить інтерес для читачів які займаються розрахунком 3-х гвинтових насосів у своїй практичній діяльності.*

						Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1. Призначення трьохгвинтових насосів.

Трьохгвинтові насоси знаходять широке застосування в енергетичному машинобудуванні, у верстатобудуванні, у нафтовій промисловості, в авіації, у водному транспорті й інших галузях. Трьохгвинтові насоси призначені для перекачування неагресивних рідин, що володіють здатністю, що змазує, з кінетичною в'язкістю від 0, 21 до 7, 6 см<sup>2</sup>/с при температурі до 353(80 °С).

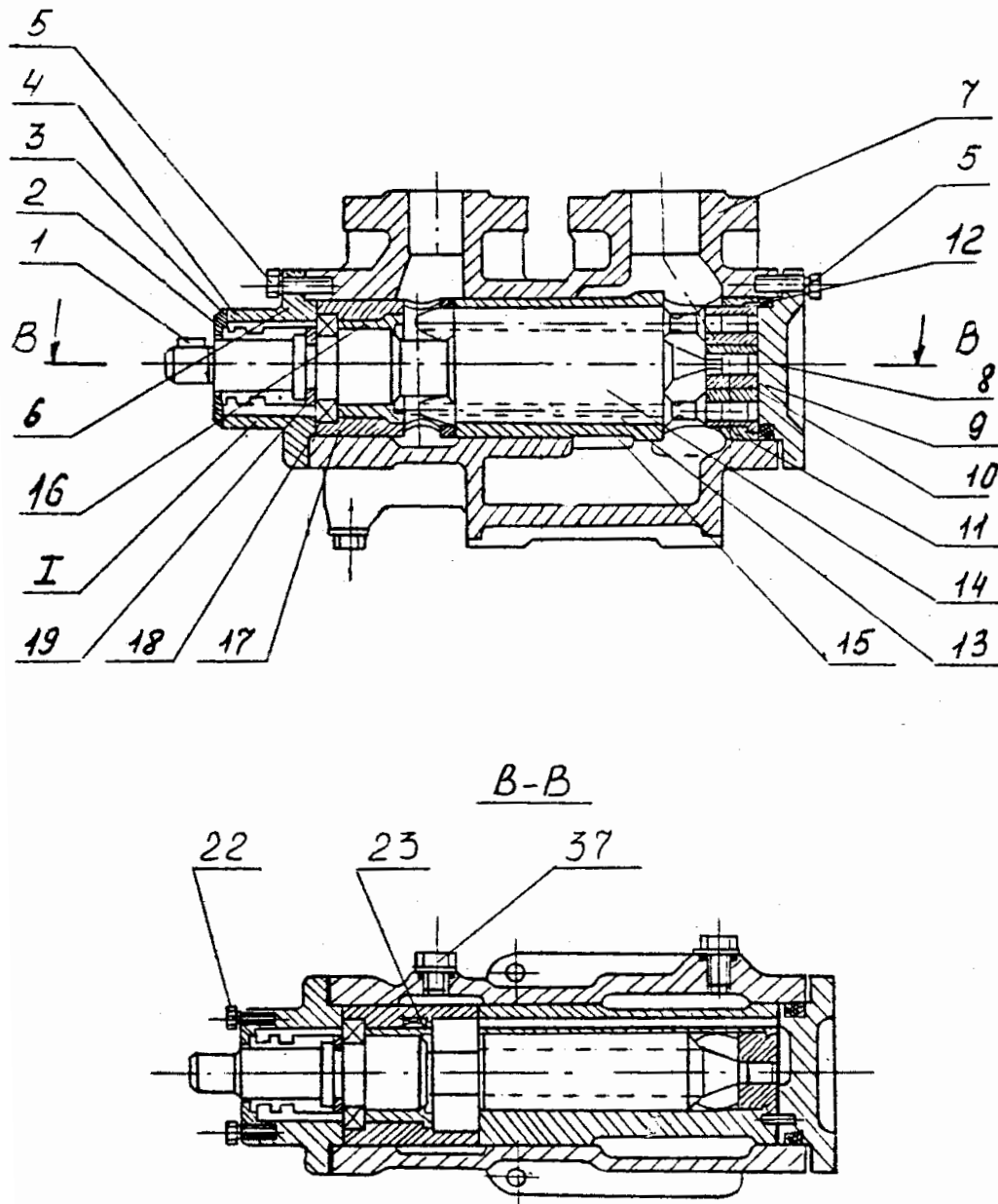


Рис. 1. Трьохгвинтовий насос.

## **2. Конструкція й принцип дії.**

Основними вузлами й деталями насоса є: робочий механізм, корпус із кришками, торцеве ущільнення, розвантажувальний клапан. Робочий механізм складається із провідного гвинта 14 і двох ведених гвинтів 13, симетрично розташованих відносно провідного гвинта. Профіль нарізки по бічній поверхні гвинтів утворений циклоїдальними кривими (нарізка двухзахідна: на провідному гвинті ліва, на ведених - права). Гвинти укладені в обойму 15, що являє собою блок із трьома суміжними циліндричними розточеннями й розміщена в литому корпусі насоса 7. З торців корпус 7 закривається передньої 4 і задньої 8 кришками. При обертанні гвинтів у всмоктувальній камері насоса створюється розрядження, у результаті чого перекачує рідину, що, надходить у западини нарізки гвинтів, що взаємно замикаються, при їхньому обертанні; замкнутий у нарізці гвинтів обсяг рідини переміщується в обоймі прямолінійно без перемішування й витісняється в нагнітальну камеру.

Конструкція гідравлічної частини насоса передбачає розвантаження гвинтів від осьових зусиль шляхом підведення робочого тиску через свердління в провідному гвинті 15 під розвантажувальні поршині, виконуваними як одне ціле із гвинтами. Залишкові осьові зусилля на провідному гвинті сприймаються підшипником 18, а на ведених - втулками 10. На вході провідного гвинта 15, у порожнині передньої кришки 4 встановлене торцеве ущільнення 1.

Ущільнення складається з підп'ятника 24 зі штифтом 32, що заходить у паз кришки сальника, п'яти 26, втулки упорної 28, пружини 29, кільця упорного 31, гумових кілець 25 й 27.

Упорна втулка 28 зафіксована на провідному гвинті 14 гвинтом 30, що дає їй можливість переміщатися тільки в основному напрямку. Для зменшення зношування торцевого ущільнення в порожнині ущільнення вала підтримується тиск 0,2...0,3Мпа. Підтримування тиску в заданому діапазоні забезпечується розвантажувальним клапаном, що складається з кульки 36, пружини 35, пробки спеціальної 37, прокладки 34. При підвищенні тиску вище заданий клапан

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8



*спрацьовує й частина рідини скидається через канали в корпусі 7 в усмоктувальну порожнину.*

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						9

### 3. Розрахунок гвинтів 3-х гвинтового насоса.

$$\text{Робочий об'єм} \quad q = \frac{Q}{n};$$

$$q = \frac{12,5 \cdot 60}{2900 \cdot 3600} = 7,18 \cdot 10^{-5}$$

Для 3-х гвинтового насоса з одnobічним підведенням рідини зовнішній діаметр веденого гвинта визначається по формулі [1]

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{q}{4.1}}$$

де  $d_H$  - зовнішній діаметр відомого гвинта, м;

$q$  - робочий об'єм, м<sup>3</sup>;

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{q}{4.1}} = \sqrt[3]{\frac{0,0000718}{4.1}} = 0,027 \text{ м.}$$

Приймаємо  $d_H = 27$  мм.

Співвідношення між окремими розмірами гвинтів приймаються наступними:

$$D_H = \frac{5}{3} \cdot d_H$$

$$D_H = \frac{5}{3} \cdot 27 = 45 \text{ мм}$$

$$D_B = d_H = 27 \text{ мм}$$

$$d_B = \frac{1}{3} \cdot d_H$$

$$d_B = \frac{1}{3} \cdot 27 = 9 \text{ мм}$$

$$t = \frac{10}{3} \cdot d_H$$

$$t = \frac{10}{3} \cdot 27 = 90 \text{ мм}$$

де  $D_H$  - зовнішній діаметр привідного гвинта;

$D_B$  - внутрішній діаметр нарізки привідного гвинта;

$d_B$  - внутрішній діаметр нарізки веденого гвинта;

$t$  - хід гвинтової нарізки.

Для визначення довжини гвинта нам необхідно знати кількість кроків гвинта  $Z$ .

						Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$z = \frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{пит}}};$$

Де  $p_{\text{пит}}$  - питомий тиск для трьох гвинтових насосів, з урахуванням типу рідини  $p_{\text{пит}} = (20 \div 30) \text{ атм.}$

$$z = \frac{2188800}{2000000} = 1.0944$$

Приймаємо  $Z = 2$ .

Довжина гвинта:

$$L = Z \cdot t$$

$$L = 2 \cdot 90 = 180 \text{ мм}$$

Визначимо довжину обійми  $L'$ .

$$L' = (1.2 \div 1.3)L$$

Приймаємо

$$L' = 1 \cdot L = 1 \cdot 180 = 180 \text{ мм}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

**4. Теоретична подача й теоретичні крутні моменти 3-х гвинтового насоса.**

1) Для насоса з однобічним підведенням рідини теоретична подача визначається по формулі [1,с.89]:

$$Q_T = \frac{0.0691}{10^3} \cdot n \cdot d_H^3;$$

$$Q_T = \frac{0.0691}{10^3} \cdot \frac{2900}{60} \cdot 0.027^3 = 3,866 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

2) Теоретичний крутний момент визначається по формулі [1,с.91]:  
для провідного гвинта:

$$M_{T_1} = 0.6691 \cdot p \cdot d_H^3, \text{ Н} \cdot \text{ м};$$

$$M_{T_1} = 0.6691 \cdot 2,188 \cdot 10^6 \cdot 0.027^3 = 28,8 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

для веденого гвинта:

$$M_{T_1} = -0.0048 \cdot p \cdot d_H^3, \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

$$M_{T_1} = -0.0048 \cdot 2,188 \cdot 10^6 \cdot 0.027^3 = -0,2 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

3) Фактична подача:

$$Q_\phi = Q_T \eta_0;$$

$$Q_\phi = 3,866 \cdot 10^{-3} \cdot 0,898 = 3,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

**5. Потужність споживана гвинтовим насосом і вибір електродвигуна.**

1) Теоретична потужність насоса визначається по формулі [1,с.93]:

$$N_T = 0.0691 \cdot p \cdot d_H^3 \cdot n = p \cdot Q_T \text{ Вт}$$

$$N_T = 2,188 \cdot 10^6 \cdot 3,866 \cdot 10^{-3} = 8461 \text{ Вт}$$

2) Розрахунок манжеті та знаходження потужності тертя

Величина витоків:

$$\Delta Q = Q_T(1 - \eta_0);$$

$$\Delta Q = 3,866(1 - 0.898) = 0.396 \text{ л/с} = 0,000396 \text{ м}^3/\text{с}$$

Динамічний коефіцієнт в'язкості:

$$\mu = \nu \rho;$$

$$\mu = 140 \cdot 10^{-6} \cdot 924 = 0,1294 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Величина зазору:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{12\mu l \Delta Q}{f_{\text{оп}} p}}$$

Опорна поверхня:

$$f_{\text{оп}} = \frac{\pi D}{l_{\text{кон}}};$$

де  $l_{\text{кон}}$  - контактна довжина

$$l_{\text{кон}} = \frac{t}{2} z;$$

$$l_{\text{кон}} = \frac{90}{2} 2 = 90 \text{ мм};$$

$$f_{\text{оп}} = \frac{3,14 \cdot 0,045}{0,90} = 1,57 \text{ м};$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 0,1294 \cdot 0,090 \cdot 0,000396}{1,57 \cdot 2,188 \cdot 10^6}} = 0,27 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Знаходимо потужність тертя на гвинті

Колова швидкість:

$$u = r\omega = r \frac{2\pi n}{60};$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

$$u = 0.0225 \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 2900}{60} = 6,828 \text{ м/с}$$

*Сила тертя:*

$$F = \mu \frac{du}{dy} f_{оп};$$

$$F = 1.05 \frac{6,828}{0.27 \cdot 10^{-4}} 1.57 = 416 \text{ Н}$$

*Момент тертя:*

$$M = Fr;$$

$$M = 416 \cdot 0.0225 = 9,378 \text{ Н/м}$$

*Потужність тертя:*

$$N_{тр} = M\omega;$$

$$N_{тр} = 9,378 \cdot 303,5 = 2846 \text{ Вт}$$

*Знаходимо потужність тертя на манжеті*

$$N_{тр} = M_{тр}\omega$$

*Момент тертя на манжеті*

$$M_{тр} = Fr = \psi r S = \psi r \pi D n;$$

де  $h$  – довжина контактної поверхні,  $h$ ;

$D$  – діаметр вала під манжету,  $D=30\text{мм}$ ;

$\Psi$  – коефіцієнт тертя,  $\Psi=0,006$ ;

$$M_{тр} = 0,006 \cdot 2,188 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,008 = 9,89 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$N_{тр} = 9,89 \cdot 303,5 = 3003,7 \text{ Вт}$$

3) Для вибору електродвигуна нам необхідно знати механічний ккд насоса  $\eta_m$ . З рекомендацій [1] варто приймати  $\eta_m = (0,7 \div 0,9)$ . Приймаємо значення  $\eta_m = 0,9$  - крайнє менше, що потужність, що розраховує би, електродвигуна була максимальною.

$$N_{сн} = N_m + N_{тр} = 8461 + 2846 + 3003,7 = 14311 \text{ Вт}$$

$$N_{ел} = \frac{N_c}{\eta_m}, \text{ Вт}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

$$N_{el} = \frac{14311}{0.96} = 15000, \text{Вт}$$

*Вибираємо трьохфазний асинхронний двигун серії 4А [П2]*

*Двигун 4А 160S2 У3:  $N = 15 \text{ кВт}$*

$$s = 2\%$$

$$n = 3000 \text{ об/хв}$$

*Робоча частота обертання вала насосу [3]*

$$n_p = n_H \left( 1 - \frac{N_{дв}}{N_{ном}} s \right)$$

$$n_p = 3000 \left( 1 - \frac{15000}{15000} 0.02 \right) = 2940 \text{ об/хв}$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						15

## 6. Осьові й радіальні сили діючі на гвинти насоса.

1) Для знаходження осьових і радіальних сил нам необхідно знати діаметри розвантажувальних поршнів на гвинтах, а так само діаметр підшипника ковзання на провідному гвинті. Для цього скористаємося формулами [1,с.92]

$$P_1 = [2.529 \cdot d_H^2 - 0.7854(d_1^2 + d_2^2)] \cdot p, H$$

$$P_2 = [0.4193 \cdot d_H^2 - 0.7854 \cdot d_3^2] \cdot p, H$$

приймаємо  $P_2, P_1$ - осьові сили рівні нулю.

$$P_2 = [0.4193 \cdot d_H^2 - 0.7854 \cdot d_3^2] \cdot p = 0$$

звідки треба, що

$$d_3 = \sqrt{\frac{0.4193 \cdot 0.027^2}{0.7854}} = 14,77 \text{ мм}$$

приймаємо  $d_3 = 16 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 28 \text{ мм}$ .

Знаходимо

$$d_1 = \sqrt{\frac{2.529 \cdot 0.027^2 - 0.7854 \cdot 0.028^2}{0.7854}} = 38 \text{ мм}$$

2) Осьова сила на провідному гвинті, що має осьове розвантаження може бути визначена по формулі [1,с.92].

$$P_1 = [2,529d_H^2 - 0,7854(d_1^2 + d_2^2)] * p, H.$$

$$P_1 = (2.529 \cdot 0.027^2 - 0.7854(0.038^2 + 0.028^2))2,188 \cdot 10^6 = 23,64 \text{ Н}$$

3) Для веденого гвинта осьова сила визначається по вираженню [1,с.92].

$$P_2 = (0,4193 * d_H^2 - 0,7854 * d_3^2) * p, H.$$

$$P_2 = (0.4193 \cdot 0.027^2 - 0.7854 \cdot 0.016^2)2,188 \cdot 10^6 = 228 \text{ Н}$$

4) Максимальна радіальна сила  $P_r$ , що діє на ведений гвинт, спрямована нормально до площини осей гвинтів і дорівнює по величині [1,с. 93].

$$P_r = 1,401pd_H^2, H.$$

$$P_r = 1.401 \cdot 2,188 \cdot 10^6 \cdot 0.027^2 = 2235 \text{ Н}$$

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					16



## 7. Вибір підшипника кочення.

Знаючи радіальну силу на провідному гвинті, а так само з огляду на залишкове осьове навантаження, приймаємо радіально - упорний підшипник.

Радіально - упорні підшипники вибираються виходячи з [2, с.335]

$$P_r = (XV F_r + Y F_a) K_6 K_T$$

де  $F_r, F_a$  - радіальне й осьове навантаження;

$X, Y$  - коефіцієнти радіального й осьового навантажень;

$V$  - коефіцієнт обертання, що залежить від того яке кільце підшипника обертається (при обертанні внутрішнього кільця  $V=1$ );

$K_6$  - коефіцієнт безпеки, що враховує характер навантаження (при спокійної  $K_6=1$ );

$K_T$  - температурний коефіцієнт ( $K_T=1$ );

Виходячи з [2, табл. 16.5]  $X=1, Y=0$ .

$$P_r = 13424.8 \text{ Н} = 13.5 \text{ кН}$$

Підбираємо підшипник виходячи з радіального навантаження за ГОСТ 4657-71, N 205.

$d=25\text{мм}, D=52\text{мм}, B=15\text{мм}, C=11\text{кН}$ .

Визначимо ресурси роботи даного підшипника. Динамічна вантажопідйомність і ресурс зв'язані емпіричною залежністю [2, с.332]:

$$L = \left[ \frac{C}{P} \right]^p$$

де  $L$  - ресурс млн. обертів;

$P$  - еквівалентне навантаження, Н;

$p=3$  для кулькових підшипників.

$$L = \left[ \frac{11}{2,235} \right]^3 = 119.3 \text{ млн. об.}$$

Номінальна довговічність (ресурс) виражена в годинах [2, с.334]:

$$L_{\Pi} = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n};$$

$$L_{\Pi} = \frac{119,3 \cdot 10^6}{60 \cdot 2900} = 662 \text{ год.}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

## 8. Розміри підшипників ковзання.

Розрахунок виробляється по питомому тиску  $p$  в підшипнику й величині  $pV$ , у деякій мері характеризуючи зношування останнього й нагрівання.

Питомий тиск у підшипнику [3, с. 22]:

$$p' = \frac{P}{dl} \leq [p]$$

де  $d$  й  $l$  - діаметр і довжина підшипника;

$P$  - зусилля діюче на підшипник.

приймаємо  $p = 3 \text{ МПа}$  (виходячи з [3, с. 23]).

$$l_1 = \frac{P}{pd_1};$$

$$l_1 = \frac{2235}{3 \cdot 10^6 \cdot 0.032} = 0.023 \text{ м};$$

$$l_2 = \frac{P}{pd_2};$$

$$l_2 = \frac{2235}{3 \cdot 10^6 \cdot 0.016} = 0.046 \text{ м}.$$

Розміри вкладишів під обрані підшипники ковзання вибираємо виходячи з конструктивних міркувань, і перевіряємо вкладиші по динамічних навантаженнях.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60};$$

$$\omega = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 2900}{60} = 303,5 \text{ рад/с}$$

максимальна швидкість поверхонь тертя

а) для вкладиша з розмірами  $d = 0.032 \text{ м}$ ,  $l = 0.023 \text{ м}$

$$v_1 = \frac{d_1 \omega}{2};$$

$$v_1 = \frac{0.032 \cdot 303,5}{2} = 4,856 \text{ м/с}$$

Динамічне навантаження

$$pV = \frac{P_r}{dl_1} v_1$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

$$pV = \frac{2235 \cdot 4,856}{0.032 \cdot 0.023} = 14.7 \text{ МПа}$$

що нижче припустимих значень  $pV = 40 \text{ МПа}$

б) для вкладиша з розмірами  $d = 0.016 \text{ м}$ ,  $l = 0.046 \text{ м}$

$$v_2 = \frac{d_2 \omega}{2};$$

$$v_1 = \frac{0.016 \cdot 314}{2} = 1,82 \text{ м/с}$$

$v_{\text{дон}}$  для композицій (термопласти):  $v_{\text{дон}} = 5 \text{ м/с}$

$v < v_{\text{дон}}$ ;

*Динамічне навантаження*

$$pV = \frac{P_r}{dl_2} v_2$$

$$pV = \frac{2235 \cdot 1,82}{0.016 \cdot 0.046} = 11 \text{ МПа}$$

що нижче припустимих значень  $pV = 20 \text{ МПа}$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

## 9. Розрахунок діаметрів всмоктувальної й нагнітальної лінії.

Для розрахунку діаметрів нам необхідна формула [4, с.69]

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}}$$

де  $v$  знаходимо із графічної залежності  $u = f(\lg v)$

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}}$$

$$d_{\text{наг}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,866 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3}} = 0,04 \text{ м}$$

$$u_{\text{вс max}} = 4Q/(\pi d_{\text{вс}}^2) = 2$$

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}}$$

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,866 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2}} = 0,050 \text{ м}$$

$$U_{\text{наг max}} = 4Q/(\pi d_{\text{наг}}^2) = 3$$

$$\Delta h_{\text{ном}} = 0,945, \Delta h_{\text{ном}} = \sum \zeta u^2 / (2g) = 2,1 \cdot 4^2 / 2 \cdot 9,81 = 0,945 \text{ м}$$

$$\sum \zeta = \zeta + \zeta + \zeta = 1 + 0,5 + 0,6 = 2,1$$

$$\Delta h_{\text{ном}} = H - 3 - (p_{\text{нн}}) / (\rho g) = 15,14 - 3 - 0,945 = 11,17 \text{ м}$$

$$H = p_{\text{ам}} / (\rho g) = 101000 / 9,81 \cdot 680 = 15,14 \text{ м}$$

$$(p_{\text{нн}}) / (\rho g) = 300 / 9,81 \cdot 680 = 0,033 \text{ м}$$

## 10. Розрахунок пружини запобіжного клапана.

Розрахунок пружини будемо робити виходячи з [1, глава VIII].

Посилаючись на [1, с.60] приймаємо  $v_{\text{доп}} = 5 \text{ м/с}$  - швидкість плину масла в клапані.

Знайдемо діаметр сідла

$$d_c = \sqrt{\frac{4Q}{\pi U_{\text{доп}} n_{\text{об}}}}$$

0

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,47 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5 \cdot 0,898}} = 0,031 \text{ м}$$

Коефіцієнт витрати  $\mu$  для конічних клапанів масляних насосів можна прийняти 0,56.

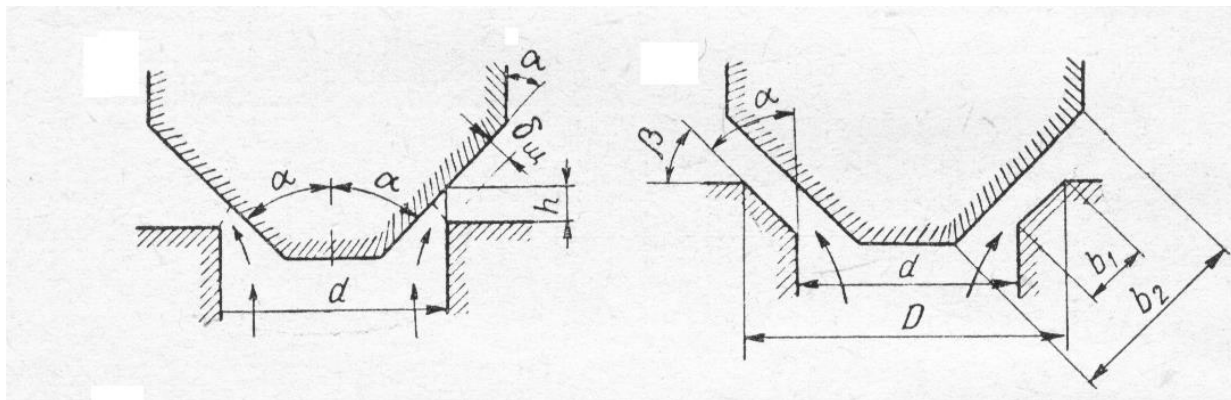


Рис. 2 Конічний клапан.

Ширину сідла конічного клапана приймають  $b_1 = 2,5 \text{ мм}$ .

приймаємо  $b_2 = 2b_1 = 5 \text{ мм}$ .

Великий діаметр конусного сідла конічного клапана

$$D = d_c + 2b_1$$

$$D = 31 + 5 = 36 \text{ мм}$$

Для розрахунку пружини нам необхідно знати середній діаметр конусного сідла

$$d_{cp} = \frac{D + d_c}{2};$$

$$d_{cp} = \frac{36 + 31}{2} = 33,5 \text{ мм}$$

Знаходимо висоту підйому клапана:

$$h = \frac{Q}{\mu \pi d_{cp} \cos \beta \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}};$$

$$h = \frac{3,47 \cdot 10^{-3}}{0,56 \cdot 3,14 \cdot 0,0335 \cdot 0,7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,188 \cdot 10^6}{924}}} = 1,2 \text{ мм}$$

Починаємо безпосередньо розрахунок пружини.

Сила діюча на пружину дорівнює  $P_n = p_n - G_{ж}$ ;

де  $G_{ж}$  - вага рідини (приймаємо рівним нулю).

Сила попереднього стиску пружини

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						21

$$P_n = 1,2 p_n \frac{\pi d_c^2}{4};$$

$$P_{\Pi} = 1,2 \cdot 2,188 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,031^2}{4} = 1980 \text{ Н}$$

приймаємо зусилля

$$P_{\text{по}} = (0,5 \div 0,8) P_H$$

$$P_{\text{по}} = (0,5 \div 0,8) 1980 = (990 \div 1584) \text{ Н}$$

Приймаємо  $D_{\text{по}} = 16 \text{ мм}$

згідно [3, с.361] вибираємо стандартну пружину 361.

$$\text{Згідно [1, табл. 29]} \quad \sigma_T = 140 \text{ кг/мм}^2$$

$$\tau = 0,5[\sigma_T] = 7000 \text{ кг/см}^2$$

$$d_{\text{пр}} = 2 \text{ мм}$$

$$\frac{D_n}{d_{\text{пр}}} = \frac{16}{2} = 8 \Rightarrow k = \frac{1,25 + 1,21}{2} = 1,23.$$

Жорсткість пружини

Робоче число витків пружини

$$C_0 = \frac{P_{\Pi} - P_{\text{оп}}}{h_{\text{кл}}}$$

$$C_0 = \frac{1980 - 1584}{0,0012} = 329 \text{ кН/м}$$

Кількість витків

$$i_p = \frac{G d_{\text{пр}}^4}{8 D_H C};$$

$$C = \frac{C_p}{g};$$

$$C = \frac{329}{9,81} = 33,5;$$

$$i_p = \frac{7,85 \cdot 10^5 \cdot 0,2^4}{8 \cdot 1,6^3 \cdot 33,5} = 1,44$$

Приймаємо  $i_p = 2;$

Знаходимо повне число витків

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

$$i_{\text{пов}} = i_p + (1.5 + 2);$$

$$i_{\text{пов}} = 2 + 2 = 4$$

*Попереднє осідання пружини*

$$\lambda_0 = \frac{P_{\text{по}}}{C_0};$$

$$\lambda_0 = \frac{1584}{329} = 4,9$$

*Довжина стисненої пружини*

$$l_{\text{собо}} = (i_{\text{п}} - 0.5)d_{\text{п}};$$

$$l_{\text{собо}} = (4 - 0.5)2 = 7 \text{ мм}$$

*Довжина ненавантаженої пружини*

$$l_0 = l_{\text{собо}} + i_{\text{п}}(f - d_{\text{п}});$$

$$f = \lambda_0 + d_{\text{п}} = 4,9 + 2 = 6,9;$$

$$l_0 = 7 + 4(6,9 - 2) = 24,6 \text{ мм}$$

*Максимальне осідання*

$$\lambda_{\text{max}} = l_0 - l_{\text{собо}};$$

$$\lambda_{\text{max}} = 24,6 - 7 = 17,6 \text{ мм}$$

*Максимальне навантаження на пружину*

$$P_{\text{пр max}} = C_0 \lambda_{\text{max}};$$

$$P_{\text{пр max}} = 33,5 \cdot 17,6 \cdot 10^{-1} = 5,9 \text{ кг (59Н)}$$

*Максимальна напруга в пружині*

$$\tau_{\text{пр}} = k \frac{8P_{\text{пр max}} D_{\text{ср}}}{\pi d_{\text{п}}^3};$$

$$\tau_{\text{пр}} = 1.23 \frac{8 \cdot 5,9 \cdot 0.023}{3.14 \cdot 0.002^3} = 1,88 \cdot 10^6 \text{ Па} < 7 \text{ МПа}$$

*що й було потрібно довести.*

## **11. Профілювання гвинта**

*Число точок для побудови профілю дорівнює глибині. Рівній різниці зовнішнього  $R_H$  і внутрішнього  $R_B$  радіусів гвинта, поділена на «к» частин.*

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Визначемо радіуси нарізки:

$$R_1 = R_B + x$$

$$R_2 = R_B + 2x$$

...

$$\text{де } x = \frac{R_H - R_B}{k} = \frac{22.5 - 13.5}{15} = 0.6$$

$$R_1 = 13.5 + 0.6 = 14,1 \text{ мм};$$

$$R_2 = 14,7 \text{ мм};$$

$$R_3 = 15,3 \text{ мм};$$

$$R_4 = 15,9 \text{ мм};$$

$$R_5 = 16,5 \text{ мм};$$

$$R_6 = 17,1 \text{ мм};$$

$$R_7 = 17,7 \text{ мм};$$

$$R_8 = 18,3 \text{ мм};$$

$$R_9 = 18,9 \text{ мм};$$

$$R_{10} = 19,5 \text{ мм};$$

$$R_{11} = 20,1 \text{ мм};$$

$$R_{12} = 20,7 \text{ мм};$$

$$R_{13} = 21,3 \text{ мм};$$

$$R_{14} = 21,9 \text{ мм};$$

$$R_{15} = 22,5 \text{ мм}.$$

Визначаємо кути  $\alpha$  і  $\beta$  ієденого і ведучого гвинтів:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{A^2 + r_H^2 - R^2}{2r_H A}\right)$$

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{27^2 + 13.5^2 - 14,1^2}{2 \cdot 13.5 \cdot 27}\right) = 12.236^\circ$$

$$\alpha_2 = 17.526^\circ$$

$$\alpha_9 = 40.536^\circ$$

$$\alpha_3 = 21.738^\circ$$

$$\alpha_{10} = 43.248^\circ$$

$$\alpha_4 = 25.417^\circ$$

$$\alpha_{11} = 45.909^\circ$$

$$\alpha_5 = 28.772^\circ$$

$$\alpha_{12} = 48.530^\circ$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24



$$\alpha_6 = 31.909^\circ$$

$$\alpha_7 = 34.890^\circ$$

$$\alpha_8 = 37.757^\circ$$

$$\alpha_{13} = 51.123^\circ$$

$$\alpha_{14} = 53.694^\circ$$

$$\alpha_{15} = 56.251^\circ$$

$$\gamma = \arccos\left(\frac{A^2 + R^2 - r_H^2}{2RA}\right)$$

$$\gamma_1 = \arccos\left(\frac{27^2 + 14,1^2 - 13,5^2}{2 \cdot 14,1 \cdot 27}\right) = 11.708^\circ$$

$$\gamma_2 = 16.035^\circ$$

$$\gamma_3 = 19.074^\circ$$

$$\gamma_4 = 21.372^\circ$$

$$\gamma_5 = 23.192^\circ$$

$$\gamma_6 = 24.664^\circ$$

$$\gamma_7 = 25.867^\circ$$

$$\gamma_8 = 26.853^\circ$$

$$\gamma_9 = 27.660^\circ$$

$$\gamma_{10} = 28.316^\circ$$

$$\gamma_{11} = 28.842^\circ$$

$$\gamma_{12} = 29.259^\circ$$

$$\gamma_{13} = 29.565^\circ$$

$$\gamma_{14} = 29.786^\circ$$

$$\gamma_{15} = 29.971^\circ$$

Визначаємо кути повороту  $\beta_1, \beta_2, \beta_3 \dots$ , що відповідають радіусам  $R_1, R_2, R_3 \dots$

$$\beta = \alpha_i - \gamma_i$$

$$\beta_1 = 12.236^\circ - 11.708^\circ = 0.528^\circ$$

$$\beta_2 = 1.471^\circ$$

$$\beta_3 = 2.664^\circ$$

$$\beta_4 = 4.045^\circ$$

$$\beta_5 = 5.580^\circ$$

$$\beta_6 = 7.245^\circ$$

$$\beta_7 = 9.024^\circ$$

$$\beta_8 = 10.904^\circ$$

$$\beta_9 = 12.875^\circ$$

$$\beta_{10} = 14.932^\circ$$

$$\beta_{11} = 17.067^\circ$$

$$\beta_{12} = 19.277^\circ$$

$$\beta_{13} = 21.558^\circ$$

$$\beta_{14} = 23.908^\circ$$

$$\beta_{15} = 26.325^\circ$$

Координати профілю ведучого гвинта в перетині площиною в здовж осі:

абсцисс

$$x_1 = R_i - R_B$$

$$x_1 = 14,1 - 13,5 = 0,6 \text{ мм}$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						25



$$y_{k4} = 0,884 \text{ мм}$$

$$y_{k9} = 1,104 \text{ мм}$$

$$y_{k14} = 1,380 \text{ мм}$$

$$y_{k4} = 0,922 \text{ мм}$$

$$y_{k10} = 1,156 \text{ мм}$$

$$y_{k15} = 1,441 \text{ мм}$$

За отриманими значеннями радіусів та кутів будуюмо профіль ведучого гвинта.

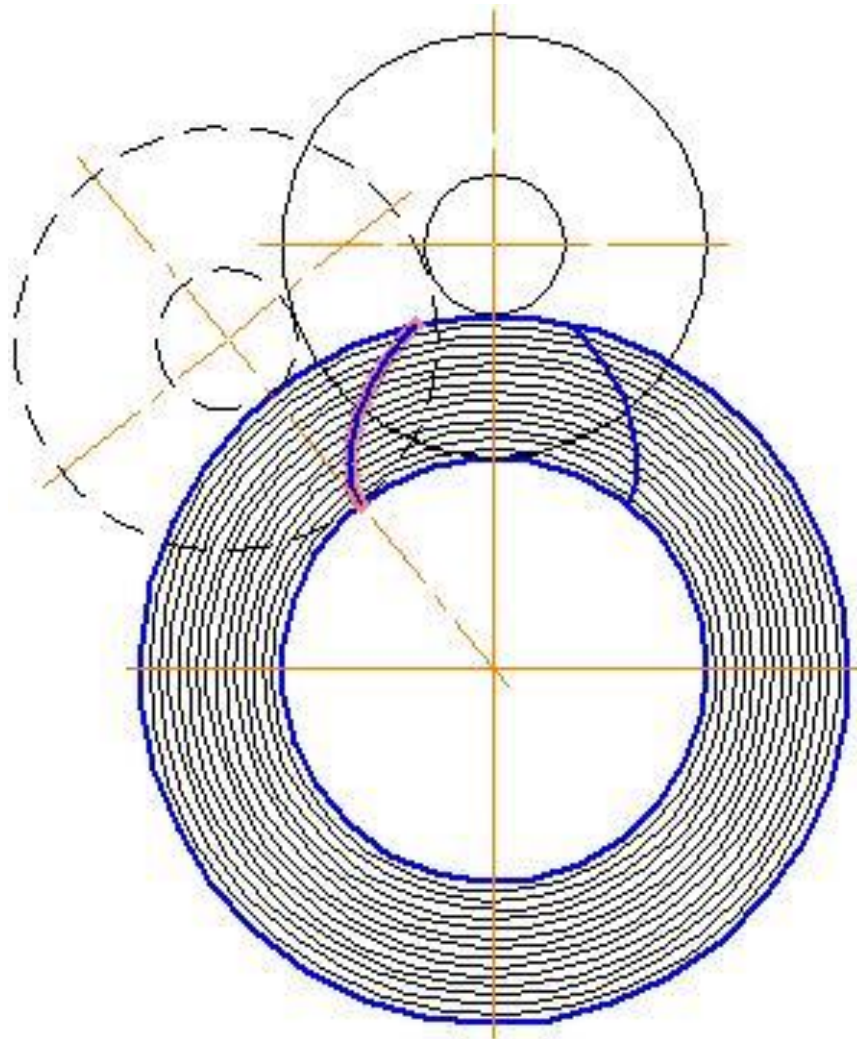


Рис.3 – Профіль ведучого гвинта

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

## 12. Розрахунок болтів і штифтів

Приймаємо конструктивно болти й штифти діаметром 8 мм. Для більшості нарізних сполучень необхідне попереднє затягування болтів, що забезпечує щільність з'єднання й відсутність взаємних зсувів деталей стику, що порушують роботу з'єднання.

Після попереднього затягування болта силою  $F_3$  болт розтягується, а деталі стику стискаються. При дії на болтове з'єднання зовнішньої сили  $F$  тільки частина її  $x F$  додатково навантажує болти а іншу частину  $(1 - x) F$  іде на часткове розвантаження деталей стику від стиску. Коефіцієнт  $x$ , що враховує долю зовнішнього навантаження  $F$ , що доводиться на болт, називається коефіцієнтом зовнішньої (основний) навантаження.

Так, як завдання на розподіл сили  $F$  між болтом і стиком невизначена, то вона вирішується за допомогою умови сумісності деформації.

При дії на з'єднання зовнішньої сили  $F$  до розкриття стику стиску з'єднаних болтом деталей зменшується на стільки, на скільки болтів розтягується:

$$(1 - x) * P * \lambda_0 = x * P * \lambda_6$$

де  $\lambda_0$  – коефіцієнт піддатливості з'єднаних болтом деталей.

$\lambda_6$  – коефіцієнт піддатливості болта, тобто подовження болта при розтягуванні під дією сили в 1Н.

При великому коефіцієнті коефіцієнт піддатливості  $\lambda_6$  болта й малому коефіцієнту піддатливості  $\lambda_0$  з'єднаних деталей, наприклад при застосуванні в стику товстої пружної прокладки, більша частина зовнішньої сили  $F$  передається на болт. При відсутності пружних прокладок коефіцієнт зовнішнього навантаження  $x=0.2...0.3$ . При наявності пружних прокладок коефіцієнт  $x$  має велике значення й може бути близьким до одиниці.

Умова неможливості розкриття стику:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					28

$$F_3 = k * (1 - x) * F$$

де  $k$  – коефіцієнт затягування болта, що враховує силу  $F_3$  попередні затягування болта; у з'єднаннях без прокладок при постійній зовнішній навантаженні  $k=1.25...2$ . при змінній зовнішній навантаженні  $k=2...4$ . За умовами герметичності в з'єднаннях із прокладками коефіцієнт  $k$  рекомендується підвищувати до 5, а іноді й більше.

Сила, що розтягує,  $F_0$ , що діє на болт після попереднього затягування й додаток зовнішньої сили  $F$ .

$$F_0 = F_3 + x * F = k * (1 - x) * F + x * F$$

$$\text{або } F_0 = [k * (1 - x)] * F$$

Проектний розрахунок болта, для якого можливе наступне затягування, проводять із урахуванням крутного моменту, викликаного цієї зтяжкою, по розрахунковій силі, що рівняється  $1.3 * F_0$

$$\frac{\pi * d_1^2}{4} = 1,3 * \frac{F_0}{[\delta_p]}$$

Допустиме напруження на розтягання:

$$[\delta_p] = \frac{\sigma_T}{[S]}$$

де  $\sigma_T$  – границя плинності матеріалу болта;

$[S]$  - припустимий коефіцієнт запасу міцності.  $[S]$  залежить від того, чи контролюється затягування болта. При неконтрольованому затягуванні  $[S]$  для болтів малих діаметрів приймають більшим, а для болтів більших діаметрів - меншим.

приймаємо:

$$K = 5; x = 0.5; \sigma_T = 240 \text{ Мпа}; [S] = 4$$

$$F_0 = \frac{\pi * d_1^2 * \delta_p}{4 * 1,3} = \frac{\pi * d_1^2 * \sigma_T}{4 * 1,3 * [S]}$$

$$F_0 = \frac{\pi * 0,008^2 * 240 * 10^6}{4 * 1,3 * 4} = 2320 \text{ Н.}$$

$$F = \frac{F_0}{k * (1 - x) + x};$$

$$F = \frac{2320}{5 * (1 - 0,5) + 0,5} = 773 \text{ Н.}$$

*Сила затягування:*

$$F_3 = F_0 - k * F;$$

$$F_3 = 2320 - 773 = 1547 \text{ Н.}$$

*при навантаженні поперечною силою болт розраховують на зріз:*

$$\tau_c = \frac{F}{\left( \frac{\pi * d_0^2}{4} \right)} \leq [\tau_c]$$

*де  $\tau_3$  – розрахункову напругу зрізу болта;*

*F - поперечна зовнішня сила, що зрізує болт;*

*$[\tau_c]$  – припустиме навантаження на зріз болта.*

$$[\tau_c] = (0.2 \dots 0.3) \sigma_T$$

*приймаємо  $[\tau_3] = 0.25 * \sigma_T$*

$$F \leq \frac{d_0^2 * \pi * [\tau_c]}{4} = \frac{d_0^2 * \pi * 0,25 * \delta_T}{4};$$

$$F = \frac{0,008^2 * 3,14 * 0,25 * 240 * 10^6}{4} = 3007 \text{ Н.}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

### 13 . Розрахунок корпусу

Розрахунок товщини стінок корпусів насосів виконується виходячи з величини максимального тиску  $p_i$  рідини й обраного матеріалу корпусу згідно [1,с. 207.]

Якщо відношення зовнішнього радіусу  $r_2$  корпусу до внутрішнього його радіуса

$r_1 > 1,15$ , то корпус варто розглядати як товстостінний циліндр.

Товщину стінки корпусу з тендітних матеріалів (чавун й ін.) можна визначити по наступних формулах:

$$\delta_c = r_1 \left( \sqrt{\frac{[\sigma_p] + 0,4 * p_i}{[\sigma_p] - 1,3 * p_i}} - 1 \right),$$

де  $r_1 = 44,5$  мм –внутрішній діаметр обойми.

$[\sigma_p]$  – допустиме напруження на розтягання.

Для сірого литого чавуну  $[\sigma_p] = 250$ кг/див<sup>2</sup> і для високосортного чавуну  $[\sigma_p] = 400$  кг/див<sup>2</sup>.

При розрахунку корпусів із пластинчастого матеріалу (сталь) товщину стінки варто знаходити по формулі:

$$\delta_c = r_1 \left( \sqrt{\frac{[\sigma_p]}{[\sigma_p] - 2 * p_i}} - 1 \right),$$

допустиме напруження  $[\sigma_p]$  для сталевого лиття приймається рівним 800 – 1000 кг/див<sup>2</sup>

При відношенні  $\frac{r_2}{r_1} \leq 1,15$  корпуса розраховують по формулах для тонкостінних циліндрів. Можна користуватися наступною спрощеною формулою:

$$\delta_c = \frac{P_i * r_i}{[\sigma_p]}$$

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					31

З огляду на можливості відхилення в товщині стінки при відлиті корпуси й деякі наступні фактори (корозія, зношування). Отриману розрахункову товщину стінки збільшують на 0,1 - 0,5 див.

Розрахуємо корпус:

$$\delta_c = 4,45 \left( \sqrt{\frac{40 * 10^6 + 0.4 * 2,188 * 10^6}{40 * 10^6 - 1.3 * 2,188 * 10^6} - 1} \right) = 0.116 \text{ см}$$

конструктивно маємо  $\delta_c = 1 \text{ см}$

#### 14. Розрахунок кришок корпусів

Кришки корпусів насосів і запобіжно пропускних клапанів згідно [1с.208].- можна розглядати як круглі пластини закріплені по контурі й навантажені рівномірно розподіленим навантаженням.

Розрахункова формула для визначення товщини  $\delta_k$  стінки кришки має вигляд:

$$\delta_k = r_r \sqrt{\frac{0,75 * P_i}{[\delta_u]}}$$

де  $r_k$  – внутрішній радіус кришки, що рівняється внутрішньому радіусу корпусу, див.

Допустиме напруження  $[\delta_u]$  для сірого чавуну можна прийняти рівним  $250 - 300 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ . Отриману розрахунком товщину стінки  $\delta_k$  необхідно збільшити на 0,1 – 0,3 див.

Розрахуємо  $\delta_k$

$$\delta_k = 4,45 \sqrt{\frac{0,75 * 2,188}{25}} = 1,14 \text{ см}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32



### 15. Розрахунок шпонкового з'єднання.

Для вала ( $d_B = 22$  мм) визначаємо параметри шпонки [7, с.169, табл.8.9]- для діаметра вала виписуємо параметри шпонки:

$b \times h = 6 \times 6$  мм;  $l = 25$  мм;  $t_1 = 3,5$  мм.

Довжину шпонки призначають зі стандартного ряду так, щоб вона була менше довга маточини (приблизно на 5-10 мм). Напруга зминання вузьких граней шпонки не повинне перевищувати що допускає, тобто повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{сж} = F/A_{сж} \leq [\sigma_{сж}]$$

де  $F = 2T/d$ ;  $T$  - переданий обертаючий момент,  $H^*м$ ;  $d$  - діаметр вала в місці вставки шпонки; площа зминання  $A_{сж} = (h - t_1) * l_p$ ;  $l_p$  - робоча довжина шпонки.

Для шпонки із плоскими торцями  $l_p = l$ , при закруглених торцях  $l_p = l - b$ ; при сталевій маточини й спокійному навантаженні допускається напруга зминання  $[\sigma_{сж}] \leq 120$  Мпа; при коливаннях навантаження варто зменшувати на 40-50%; для насаджуваних на вал чавунних деталей наведені значення  $[\sigma_{сж}]$  знизити вдвічі.

З обліком наведених вище значень  $F$  й  $A_{сж}$  формулу приводять до виду:

$$\delta_{см} = \frac{2 * T}{d l_p (h - t_1)} \leq [\delta_{см}]$$

Якщо при перевірці шпонки  $\sigma_{сж}$  виявляються значно нижче  $[\sigma_{сж}]$ , то можна взяти шпонку меншого перетину – як для вала попереднього діапазону діаметрів, але обов'язково перевірити її на зминання.

Якщо ж  $\sigma_{сж}$  виявиться більшим  $[\sigma_{сж}]$ , то допускається встановлення двох шпонок під кутом  $180^0$  (передбачається, що кожна шпонка сприймає половину навантаження), однак більш раціонально перейти на шліцеве з'єднання.

Для відносно тонких валів діаметром приблизно до 44 мм допускається встановлення сегментних шпонок.

З урахуванням  $N = T^*(з'єднання перевіряють на зминання):$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

$$\delta_{cm} = \frac{2 * N}{\omega * dl * (h - t_1)} \leq [\delta_{cm}]$$

*а шпонку - на зріз*

$$\tau_{cp} = \frac{2 * N}{\omega * dl * b} \leq [\tau_{cp}] \approx 0,6 * [\delta_{cm}]$$

*Підставляючи дані у формули:*

$$\delta_{cm} = \frac{2 \cdot 15000}{303,5 \cdot 0,022 \cdot 0,25 \cdot (0,006 - 0,0035)} = 72 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа}$$

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 15000}{303,5 \cdot 0,022 \cdot 0,025 \cdot 0,006} = 30 \text{ МПа} \leq 50 \text{ МПа}$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						34

## 16. Розрахунок на твердість

Згідно [3, с.13], вал, розрахований з умов динамічної міцності, може не забезпечувати нормальної роботи зубчастих коліс і підшипників, якщо під дією переданих зусиль він буде через розмірно деформуватися.

Розрахунок на твердість зводиться до визначення прогинів  $v$ , куту нахилу осі вала (і до зіставлення їх із що допускають). Допустимий прогин вала не повинен перевищувати 0.0001 - 0.0005 відстані між опорами або під зубчастими колісьми 0.01 - 0.03 модуля в див. Кути нахилу осі вала в опорах не повинні перевищувати 0.001 радіан при зубчастих колесах; теж у радіанах, не більше:

0.0025 - для радіальних шарикопідшипників;

0.0016 - для конічних роликотпідшипників;

0.005 - для однорядних роликотпідшипників;

0.05 - для сферичних підшипників;

Дійсні деформації вала (відповідно до принципу накладення деформації) визначають алгебраїчним додаванням деформації від кожної сили.

Для перевірки вала на твердість по куті закручування, приймаючи  $[\varphi] = (4.4 - 8.8) \cdot 10^3$  радіан (0.25 - 0.50) на 1 м довжини вала, користуються формулою [1, с.209]

$$d \geq 12,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

де  $d$  у див,  $N$  у квт,  $n$  у про/хв.;

Підставляючи дані у формулу маємо:

$$d \geq 12,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{15}{2940}} = 2,2 \text{ см}$$

Діаметр вала  $d_B = 22 \text{ мм.} = d$

Умова твердості виконана.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

## 17. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

**Причини виробничого травматизму, методи його аналізу, показники травматизму [8].**

Успішна профілактика виробничого травматизму та професійної захворюваності можлива лише за умови ретельного вивчення причин їх виникнення. Для полегшення цього завдання прийнято поділяти причини виробничого травматизму і професійної захворюваності на такі основні групи: організаційні, технічні, санітарно-гігієнічні, економічні, психофізіологічні.

Організаційні причини: відсутність або неякісне проведення навчання з питань охорони праці; відсутність контролю; порушення вимог інструкцій, правил, норм, стандартів; невиконання заходів щодо охорони праці; порушення технологічних регламентів, правил експлуатації устаткування, транспортних засобів, інструменту; порушення норм і правил планово-попереджувального ремонту устаткування; недостатній технічний нагляд за небезпечними роботами; використання устаткування, механізмів та інструменту не за призначенням.

Технічні причини: несправність виробничого устаткування, механізмів, інструменту; недосконалість технологічних процесів; конструктивні недоліки устаткування, недосконалість або відсутність захисного огороження, запобіжних пристроїв, засобів сигналізації та блокування.

Санітарно-гігієнічні причини: підвищений (вище ГДК) вміст у повітрі робочих зон шкідливих речовин; недостатнє чи нераціональне освітлення; підвищені рівні шуму, вібрації; незадовільні мікрокліматичні умови; наявність різноманітних випромінювань вище допустимих значень; порушення правил особистої гігієни.

Економічні причини: нерегулярна виплата зарплати; низький заробіток; неритмічність роботи; прагнення до виконання понаднормової роботи; праця за сумісництвом чи на двох різних підприємствах.

Психофізіологічні причини: помилкові дії внаслідок втоми працівника через надмірну важкість і напруженість роботи; монотонність праці;

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					36



праці; впровадження безпечних методів та наукової організації праці; проведення оглядів, лекційної та наочної агітації та пропаганди з питань охорони праці; організація планово-попереджувального ремонту устаткування, технічних оглядів та випробувань транспортних та вантажопідіймальних засобів, посудин, що працюють під тиском.

Аналіз виробничого травматизму та профзахворюваності дозволяє виявити причини і визначити закономірності їх виникнення. На основі такої інформації розробляються заходи та засоби щодо профілактики виробничого травматизму і профзахворюваності. Для аналізу виробничого травматизму застосовують такі основні методи: статистичний, топографічний, монографічний, економічний, метод анкетування, метод експертних оцінок. Статистичний метод базується на вивченні травматизму за документами: звітами, актами, журналами реєстрації. Це дозволяє групувати випадки травматизму за певними ознаками: за професіями потерпілих, за робочими місцями, цехами, стажем, віком, причинами травматизму, обладнанням, яке спричинило травму.

Для оцінки рівня травматизму розраховують показники його частоти та тяжкості:

$$P_T = A \times \frac{1000}{T}$$

$$P_{TT} = \frac{D}{A}$$

$$P_{HT} = 1000 \times \frac{D}{T}$$

де  $P_{HT}$  — показник частоти травматизму;

$A$  — кількість випадків травматизму за звітний період;

$T$  — середньоспискова чисельність працівників;

$P_{TT}$  — показник тяжкості травматизму;

$D$  — кількість днів непрацездатності.

Показник непрацездатності — це число людиноднів непрацездатності, що припадає на 1000 працівників.

Ці показники дозволяють вивчати динаміку травматизму не підприємстві, порівнювати його з іншими підприємствами.

Монографічний метод полягає в детальному обстеженні всього комплексу умов праці, технологічного процесу, обладнання робочого місця, прийомів праці, санітарно-гігієнічних умов, засобів колективного та індивідуального захисту. Іншими словами, цей метод полягає в аналізі: небезпечних та шкідливих виробничих факторів, притаманних цій чи іншій (моно) дільниці виробництва, обладнанню, технологічному процесу. За цим методом поглиблено розглядають всі обставини нещасного випадку, якщо необхідно, то виконують відповідні дослідження та випробування. Дослідженню підлягають: цех, дільниця, технологічний процес, основне та допоміжне обладнання, трудові; прийоми, засоби індивідуального захисту, умови виробничого середовища, метеорологічні умови в приміщенні, освітленість, загазованість, запиленість, шум, вібрація, випромінювання, причини нещасних випадків, що сталися раніше на даному робочому місці. Таким чином, нещасний випадок вивчається комплексно.

Топографічний метод ґрунтується на тому, що на плані цеху (підприємства) відмічають місця, де сталися нещасні випадки. Це дозволяє наочно бачити місця з підвищеною небезпекою, які вимагають ретельного обстеження та профілактичних заходів. Повторення нещасних випадків в певних місцях свідчить про незадовільний стан охорони праці на даних об'єктах. На ці місця звертають особливу увагу, вивчають причини травматизму. Шляхом додаткового обстеження згаданих місць виявляють причини, котрі викликали нещасні випадки, формують поточні та перспективні заходи щодо запобігання нещасним випадкам для кожного окремого об'єкта.

Економічний метод полягає у вивченні та аналізі втрат, що спричинені виробничим травматизмом.

										Лист
										39
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата						

Метод анкетування. Розробляються анкети для робітників. На підставі анкетних даних (відповідей на запитання) розробляють профілактичні заходи щодо попередження нещасних випадків.

Метод експертних оцінок базується на експертних висновках (оцінках) умов праці, на виявленні відповідності технологічного] обладнання, пристосувань, інструментів, технологічних процесів вимогам стандартів та ергономічним вимогам, що ставляться до машин механізмів, обладнання, інструментів, пультів керування.

Під дією шкідливих факторів на виробництві у робітників можуть виникати гострі професійні або хронічні отруєння і захворювання. Розслідування та облік професійних отруєнь та захворювань здійснюється згідно з діючим Положенням. Розслідуванню підлягають всі, вперше виявлені, хронічні та гострі професійні отруєння і захворювання.

Вплив виробничих факторів не обмежується лише їх роллю як причини професійних захворювань. Давно було помічено, що особи, які працюють з токсичними речовинами, частіше хворіють на загальні захворювання (грип, розлад органів травлення, запалення легень тощо), що ці хвороби проходять у них важче, а процес одужання йде повільніше. Тому, окрім показників частоти та тяжкості профзахворюваності (визначаються аналогічно  $f/чт$  та  $/7тт$ )> важливо також визначити показники рівня загальної захворюваності. З цією метою розраховують показник частоти випадків захворювань  $f$ ]43 та показник днів непрацездатності  $П_{дн}$ > як\* припадають на 100 працюючих:

$$П_{чз} = 3 \times \frac{100}{T}$$

$$П_{дн} = Д \times \frac{100}{T}$$

де 3 — кількість випадків захворювань за звітний період;

Д — кількість днів непрацездатності за цей же період;

Т — загальна кількість працюючих.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					40



На основі отриманих показників визначають динаміку виробничого травматизму, професійної та загальної захворюваності за відповідний період, яка дозволяє оцінити стан охорони праці на підприємстві, правильність обраних напрямків щодо забезпечення здорових та безпечних умов праці.

Власник підприємства зобов'язаний інформувати працівників про стан охорони праці, причини нещасних випадків, професійних захворювань та про заходи, котрих вжито для їх усунення та для забезпечення умов праці згідно нормативних вимог.

										Лист
										41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

## 18. Технічні характеристики

Цей посібник з експлуатації поширюється на насос трьохгвинтовий А1 ЗВ 63/40 і агрегат електронасосний на його основі, призначений для перекачування неагресивних рідин без абразивної домішок, що володіють змазує здатністю (нафта, мазут, мінеральні масла), з кінематичною в'язкістю від  $0,1 \cdot 10^{-4}$  до  $10 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  (Від 1,86 до 135°ВУ) і температурою до 373 К (100°С).

Нижня межа в'язкості обмежується змазує здатністю рідини. При перекачуванні рідин, аналогічних дизельному паливу, тиск на виході повинен бути знижений до 0,63 МПа(6,3 кгс / см<sup>2</sup>).

Верхня межа в'язкості обмежується частотою обертання і потужністю комплектуючого приводу.

Насос відноситься до виробів загального призначення (ІОН), виду І (Відновлюваний) ГОСТ 27.003-90. Насос виготовляється в кліматичному виконанні У, категорія розміщення 2 по ГОСТ 15150-69. На замовлення споживача насос і агрегати можуть виготовлятися в інших кліматичних виконаннях і інших категоріях розміщення по ГОСТ 15150-69.

Умовне позначення насоса (електро агрегата) при замовленні, листуванні і в іншій документації повинно відповідати індексации, прийнятої в галузі насособудування, з додаванням до нього кліматичного виконання, категорії розміщення по ГОСТ 15150-69.

Характеристики насосів (агрегатів), а також габаритно приєднувальні розміри відповідають таблиць 1, 2, малюнку 1, додатків А, Б і поширюються на всі марки насосів (агрегатів) незалежно від виконання.

Номінальні показники призначення за параметрами при в'язкості рідини, що перекачується  $0,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  (10°ВУ) повинні відповідати зазначеним в таблиці 1.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						42

Таблиця 1

Найменування показника	Норма
Подача, л/с (м <sup>3</sup> /ч), не менше	13 (46,8)
Тиск на виході з насосу, МПа (кгс/см <sup>2</sup> ), не більше	4,0 (40)
Допустима вакууметрична висота всмоктування, м, не менше	5
Частота обертів номінальна, с <sup>-1</sup> (об/хв)	24 (1450)
Тип електродвигуна	2В250М4У3

Електронасосний агрегат (додаток Б) складається з трьохгвинтового насоса 4 і електродвигуна 1, які сагрегатирован на загальній рамі 5 і з'єднані муфтою 3, захищеної кожухом 2. За принципом дії трьохгвинтовий насос - об'ємний.

Насос (рисунок 1) складається з наступних основних деталей і складальних одиниць: корпусу 24 з кришками, обойми 29, одного ведучого 14 і двох ведених гвинтів 31, торцевого ущільнення (малюнок 2).

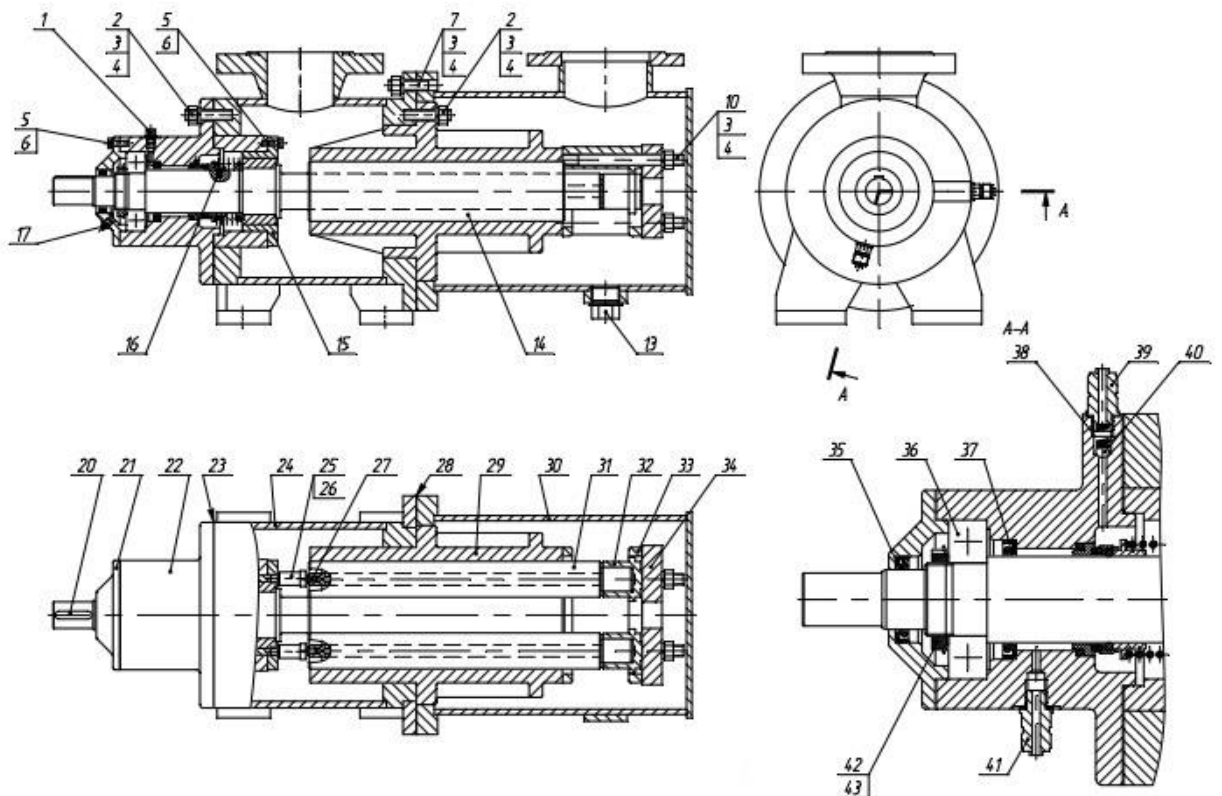


Рис.4 Трьюх гвинтовий зварний насос

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						43

У корпус вставлена обойма з трьома суміжними циліндричними розточками, в яких розташовані один ведучий і два ведених гвинта, служать для ущільнення ведучого гвинта.

Профіль нарізки гвинтів спеціальний, що забезпечує їх взаємне сполучення, нарізка двозахідна на провідному гвинті - ліва, на ведених - права.

По торцях корпус закритий кришкою передньої 22 (малюнок 1) і задній кришкою 30. У передній кришці розташований шарикопідшипник 36, ізолюваний від середовища, що перекачується.

При обертанні гвинтів у всмоктувальній камері насоса створюється розрідження, в результаті чого перекачується рідина під тиском атмосфери надходить у западини нарізки гвинтів, взаємно замикаються при їх обертанні. Замкнуте в нарізці гвинтів обсяг рідини переміщується в обоймі прямолінійно без перемішування і витісняється в нагнітальну порожнину.

Конструкція гідравлічної частини насоса передбачає розгужку гвинтів від осьових зусиль шляхом підведення робочої рідини з камери нагнітання під гвинти.

Залишкові осьові зусилля на провідному гвинті сприймаються підшипником 36, а на ведених - втулками 32. На виході ведучого гвинта, в порожнини кришки передньої 22, встановлено торцеве ущільнення.

Торцеве ущільнення (малюнок 2 (а)) складається з підп'ятника 3, резиновій кільця 1, сталевий п'яти 5, що має вус, який заходить в паз наполегливої втулки 6, гумового ущільнюючого кільця 4, пружини 7.

Запекла втулка 6 (рисунок 2 (а)) зафіксована на провідному гвинті гвинтом 16 (малюнок 1), який дає можливість переміщатися їй толь до в осьовому напрямку.

Допускається виготовлення насоса з силфонним торцевих уплотненням (малюнок 2 (б)).

У кришці передній змонтований кульковий клапан, який забезпечує підпір в порожнині торцевого ущільнення від 0,1 до 0,3 МПа (від 1 до 3 кгс/см<sup>2</sup>) Щодо камери всмоктування. Кульковий клапан складається з кульки 40, пружини 38 і штуцера 39 (малюнок 1).

Для організованого відведення можливих витоків через торцеве ущільнення в кришці передній 22 передбачений штуцер 41.

Муфта (рисунок 3) служить для передачі крутного моменту від

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					44

вала електродвигуна на вал насоса і складається з напівмуфти електродвигателя 3, напівмуфти насоса 1 і пальців 2, які забезпечують еластичне з'єднання напівмуфт.

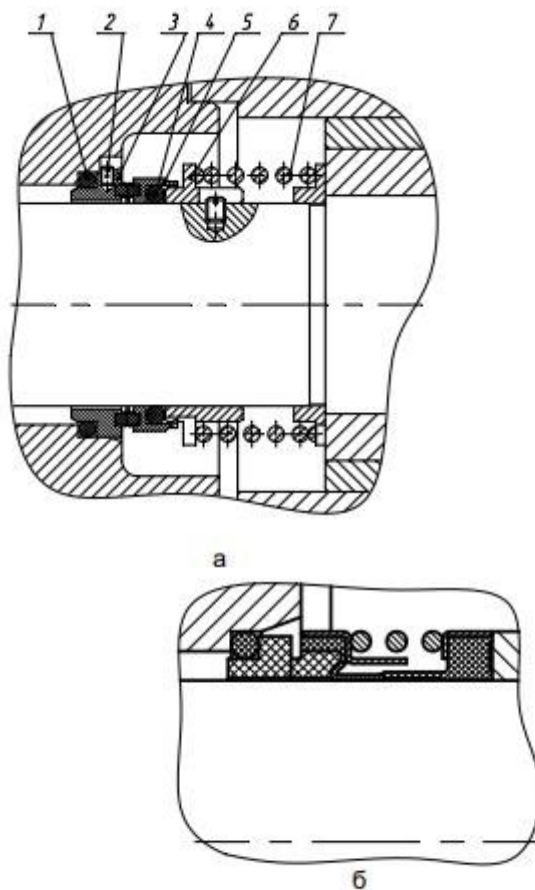


Рис.5. Ущільнення

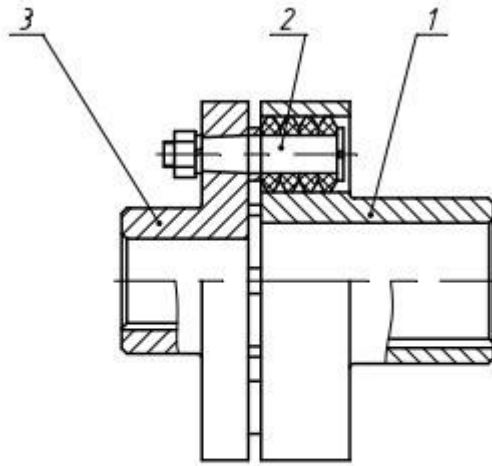


Рис.6.Муфта

Агрегат при навантаженні, розвантаженні і транспортуванні повинен транспортуватися відповідно до ГОСТ 12.3.020-80.

Місце установки агрегату повинна відповідати таким вимогам:

- забезпечити зведений доступ до агрегату при експлуатації, а також можли вість збирання і розбирання;
- при проектуванні фундаментів і перекриттів промислових будівель повинні бути враховані вимоги ГОСТ 12.1.012-2004.
- маса фундаменту повинна не менше, ніж в чотири рази перевищувати масу агрегату.

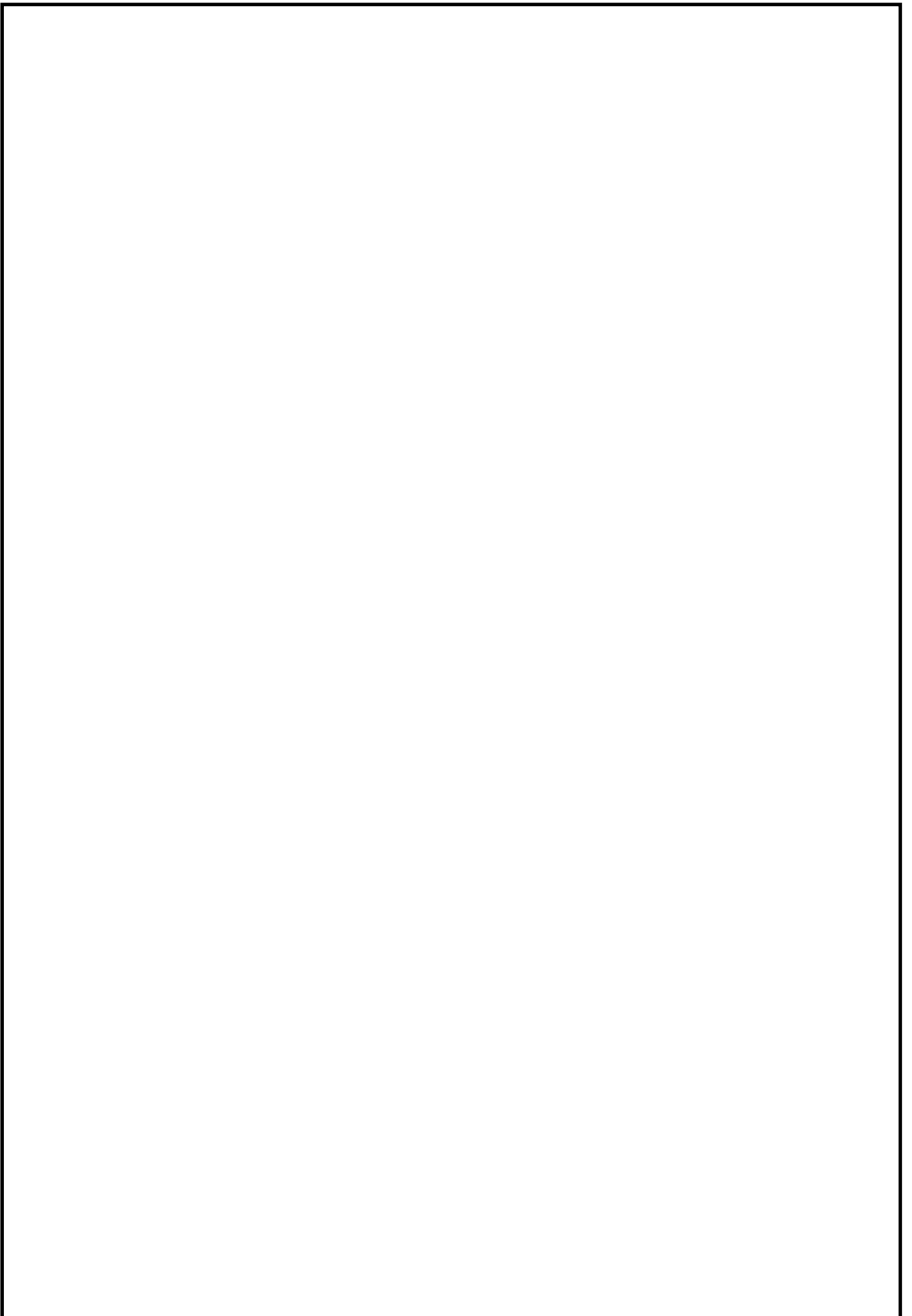
Встановлення електрообладнання повинна відповідати вимогам ПУЕ ( "Правил улаштування електроустановок"), експлуатація повинна проводитися відповідно до "Правил технічної експлуатації електроустановок споживачами "і" Правилами техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачем ".

При установці і роботі агрегату у вибухопожежонебезпечних приміщеннях (виробництвах) агрегат повинен бути укомплектований вибухозахищеним двигуном. Вимоги безпеки при влаштуванні та експлуатації (агрегату) повинні відповідати п.5.11 ГОСТ 31839-2012.

Засоби і методи забезпечення пожежовибухобезпеки повинні бути встановлені в документації на двигун.

Під час монтажу та експлуатації агрегату опір ізоляції, вимірний при 500 В постійного струму між проводами силового ланцюга і ланцюга захисту не повинно бути менше 1 МОм.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46



						<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		47

## Список використаної літератури

1. *Роторные насосы (справочное пособие) Чиняев И.А. изд-во „Машиностроение“ 1964,216с.*
2. *Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. -5е изд.,перераб.-М.:Высш.шк.,1991.-383с.:ил.*
3. *Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.2 - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение,1973,576с.*
4. *Чугаев Р.Р. Гидравлика (Учебник для вузов).Л., ”Энергия”,1975.600с.с ил.*
5. *Методические указания к курсовому и дипломному проектированию “Расчет шестеренного насоса” для студентов специальности 12.11 дневной и вечерней форм обучения. Составители: Игнатъев А.С., Кулинич С.П., Неня В.Г.- Харьков, 1991.-32с.*
6. *Пособие по курсовому проектированию поршневого насоса. Соколов А.П., Лунаци Э.Д. Москва 1974.-76с.*
7. *Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов/ С.А. Чернавский, К.Н.Боков, И.М. Чернин и др. - 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1987.- 416 С.: ил.*
8. *Конспект лекцій з курсу «Охорона праці в галузі».А.Ф.Денисенко Суми Вид-во СумДУ 2008 141с.*

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						