

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри ПГМ

(підпис, дата)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

«Розробка моделі характеристики 3-х гвинтового насоса»

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»
освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика»

Виконавець роботи

Клюка І.В.
(прізвище, ініціали)

Керівник

Ігнат'єв О.С.
(прізвище, ініціали)

Суми 2018
Сумський Державний університет

Факультет ТеСЕТ

Кафедра ПГМ

Спеціальність 131-Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. Кафедрою

І.О.Ковальов

«__» _____ 2017 р.

ЗАВДАННЯ
на випускню роботу бакалавра

Клюка Ілля Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи: Розробка моделі характеристик 3-х гвинтового насоса

затверджена наказом по університету № _____ від _____

2 Термін здачі студентом закінченої роботи: 21.12.18

3 Вихідні дані до роботи: Робочий об'єм $q=0,00024\text{м}^3$, тиск $P=6,3\text{ МПа}$, число обертів $n=15000\text{ об/хв}$.

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно вирішити) _____

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

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 54 сторінки, 6 рисунків, 1 таблиця,
10 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Розробка моделі характеристики 3-хгвинтового насосу».

Графічні матеріали : 2 листи формату А1:складальне креслення насоса, гвинт ведучий, 1 лист формату А3: проставка.

Мета роботи – визначення розмірів складових частин насоса та їх взаємодія що впливає на характеристики 3-хгвинтового насоса.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтована будова 3-хгвинтового насоса;
- проведені розрахунки розмірів складових частин насоса;
- виконані гідравлічні розрахунки проточної частини насоса;
- виконаний розрахунок на міцність корпусу, кришки, вала, шпонки, болтів, підшипників;
- вибраний електродвигун ;
- визначені розміри зазорів які впливають на характеристику насоса.

У розділі охорони праці зроблений аналіз: шкідливих і небезпечних факторів досліджуваного об'єкту. Також був проведений розрахунок захисного заземлення.

Ключові слова: 3-ХГВИНТОВИЙ, НАСОС, ОСЬОВІ, СИЛИ, РАДІАЛЬНІ, СИЛИ, ПІДШИПНИКИ, КОЧЕННЯ, ШПОНКОВІ, З'ЄДНАННЯ, ХАРАКТЕРИСТИКИ, НАСОСА.

Зміст

Реферат

Зміст

Вступ

1. Призначення трьох гвинтових насосів.....	6
2. Конструкція й принцип дії.....	7
3. Розрахунок гвинтів 3-х гвинтового насоса.....	9
4. Теоретична подача й теоретичні крутні моменти 3-х гвинтового насоса.....	11
5. Потужність споживана гвинтовим насосом і вибір електродвигуна.....	12
6. Осьові й радіальні сили діючі на гвинти насоса.....	15
7. Вибір підшипника кочення.....	17
8. Розміри підшипників ковзання.....	19
9. Розрахунок діаметрів всмоктувальної й нагнітальної лінії.....	21
10. Розрахунок пружини запобіжного клапана.....	22
11. Профілювання гвинта.....	26
12. Розрахунок болтів і штифтів.....	31
13. Розрахунок корпусу.....	35
14. Розрахунок кришок корпусів.....	37
15. Розрахунок шпонкового з'єднання.....	38
16. Розрахунок на твердість.....	40
17. Побудова характеристики насоса.....	41
18. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	42
19. Непотокове виробництво, його суть і характеристика.....	50
20. Висновок.....	53
Список використаної літератури.....	54

Вступ

Даний магістерський проект являє собою роботу з вивчення й розуміння основних принципів і законів проектування об'ємних гідромашин і приводів до них. У ході проектування була вивчена 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 магістерської 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.

1 Призначення трьох гвинтових насосів

Трьох гвинтові насоси знаходять широке застосування в енергетичному машинобудуванні, у верстатобудуванні, у нафтовій промисловості, в авіації, у водному транспорті й інших галузях. Трьох гвинтові насоси призначені для перекачування неагресивних рідин, що володіють здатністю, що змазує, з кінетичною в'язкістю від 0,21 до 7,6 см²/с при температурі до 353(80 °С).

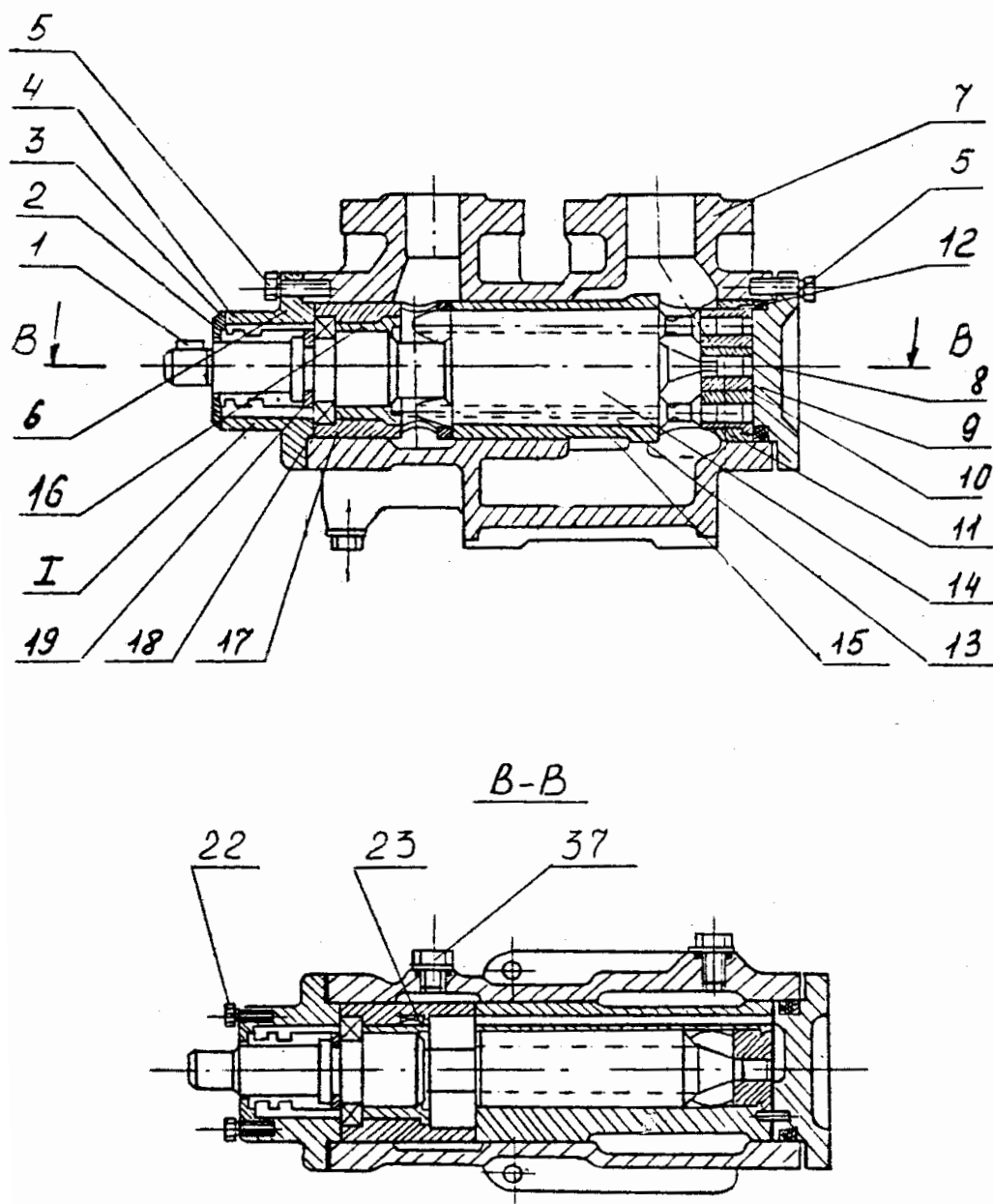


Рисунок. 1.1.Трьохгвинтовий насос.

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, наведених - 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 переміщається 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 поршні, виконуваними як одне ціле із гвинтами. Залишкові осьові зусилля на провідному гвинті сприймаються підшипником 18, а наведених - 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

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

3 Розрахунок гвинтів 3-х гвинтового насоса

$$\text{Тиск: } P = \rho g H; \quad (3.1)$$

$$P = 1000 \cdot 9.81 \cdot 884 = 6.3 \text{ МПа}$$

Для 3-х гвинтового насоса з однобічним підведенням рідини зовнішній діаметр веденого гвинта визначається по формулі [3.2]

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{q}{4.1}} \quad (3.2)$$

де d_H - зовнішній діаметр відомого гвинта, м;

q - робочий об'єм, м^3 ;

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{q}{4.1}} = \sqrt[3]{\frac{0,00024}{4.1}} = 0,039 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_H = 39 \text{ мм}$.

Співвідношення між окремими розмірами гвинтів приймаються наступними:

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

$$D_H = \frac{5}{3} \cdot 39 = 65 \text{ мм}$$

$$D_B = d_H = 39 \text{ мм}$$

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

$$d_B = \frac{1}{3} \cdot 39 = 13 \text{ мм}$$

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

$$t = \frac{10}{3} \cdot 39 = 130 \text{ мм}$$

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.

$$z = \frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{пит}}}; \quad (3.3)$$

Де $p_{\text{пит}}$ - питомий тиск для трьох гвинтових насосів, з урахуванням типу рідини

$$p_{\text{пит}} = (20 \div 30) \text{ атм.}$$

$$z = \frac{6.3}{3} = 2.1$$

Приймаємо $Z = 3$.

Довжина гвинта:

$$L = Z \cdot t$$

$$L = 3 \cdot 130 = 390 \text{ мм}$$

Визначимо довжину обойми L' .

$$L' = (1.2 \div 1.3)L \quad (3.4)$$

Приймаємо

$$L' = 1.2 \cdot L = 1.2 \cdot 390 = 468 \text{ мм}$$

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

1) Для насоса з однобічним підведенням рідини теоретична подача визначається по формулі [4.1]:

$$Q_T = \frac{0.0691}{10^3} \cdot n \cdot d_H^3; (4.1)$$

$$Q_T = \frac{0.0691}{10^3} \cdot 1500 \cdot 0.039^3 = 6.15 \cdot 10^{-3} \frac{M^3}{сек} = 6.15 \frac{л}{сек}$$

2) Теоретичний крутний момент визначається по формулі [4.2]:
для провідного гвинта:

$$M_{T_1} = 0.6691 \cdot p \cdot d_H^3, H \cdot м; (4.2)$$

$$M_{T_1} = 0.6691 \cdot 6.3 \cdot 10^6 \cdot 0.039^3 = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

для веденого гвинта:

$$M_{T_2} = -0.0048 \cdot p \cdot d_H^3, H \cdot м$$

$$M_{T_2} = -0.0048 \cdot 6.3 \cdot 10^6 \cdot 0.039^3 = -1.7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3) Фактична подача:

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

$$Q_\phi = 6,15 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96 = 5,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

6 Потужність споживана гвинтовим насосом і вибір електродвигуна

1) Теоретична потужність насоса визначається по формулі [5.1]:

$$N_T = 0.0691 \cdot p \cdot d_H^3 \cdot n = p \cdot Q_T \text{ Вт} \quad (5.1)$$

$$N_T = 6.3 \cdot 10^6 \cdot 6.15 \cdot 10^{-3} = 36900 \text{ Вт}$$

2) Розрахунок манжеті та знаходження потужності тертя

Величина витоків:

$$\Delta Q = Q_T(1 - \eta_0); \quad (5.2)$$

$$\Delta Q = 6.15(1 - 0.96) = 0.246 \text{ л/с} = 0,000246 \text{ м}^3/\text{с}$$

Динамічний коефіцієнт в'язкості:

$$\mu = \nu \rho; \quad (5.3)$$

$$\mu = 25 \cdot 10^{-6} \cdot 884 = 0,129 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Величина зазору:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{12\mu\Delta Q}{f_{оп}p}} \quad (5.4)$$

Опорна поверхня:

$$f_{оп} = \frac{\pi D}{l_{кон}}; \quad (5.5)$$

де $l_{кон}$ - контактна довжина

$$l_{кон} = \frac{t}{2}z; \quad (5.6)$$

$$l_{кон} = \frac{130}{2} \cdot 3 = 195 \text{ мм};$$

$$f_{оп} = \frac{3,14 \cdot 0,065}{0,195} = 1,05 \text{ м};$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 0,129 \cdot 0,390 \cdot 0,000246}{1,05 \cdot 6,3 \cdot 10^6}} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Знаходимо потужність тертя на гвинті

Колова швидкість:

$$u = r\omega = r \frac{2\pi n}{60}; \quad (5.6)$$

$$u = 0.0325 \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 1500}{60} = 5.1 \text{ м/с}$$

Сила тертя:

$$F = \mu \frac{du}{dy} f_{оп}; \quad (5.7)$$

$$F = 1,05 \frac{5.1}{0.2 \cdot 10^{-4}} 1.05 = 591.7 \text{ Н}$$

Момент тертя:

$$M = Fr; \quad (5.8)$$

$$M = 591.7 \cdot 0.0325 = 19.2 \text{ Н/м}$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = M\omega; \quad (5.9)$$

$$N_{тр} = 19.2 \cdot 157 = 3014.4 \text{ Вт}$$

Знаходимо потужність тертя на манжеті

$$N_{тр} = M_{тр}\omega \quad (5.10)$$

Момент тертя на манжеті

$$M_{тр} = Fr = \psi r S = \psi r \pi D n; \quad (5.11)$$

де h – довжина контактної поверхні, h ;

D – діаметр вала під манжету, $D=23\text{мм}$;

Ψ – коефіцієнт тертя, $\Psi=0,006$;

$$M_{тр} = 0,006 \cdot 6,3 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,023 \cdot 0,008 = 18,99 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$N_{тр} = 18,99 \cdot 157 = 2981,5 \text{ Вт}$$

3) Для вибору електродвигуна нам необхідно знати механічний ккд насоса η_m . З рекомендацій 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.

$$N_{ел} = \frac{N_T}{\eta_M}, \text{Вт} \quad (5.12)$$

$$N_{ел} = \frac{36900}{0.9} = 41000, \text{Вт}$$

Вибираємо трьохфазний асинхронний двигун серії 4А [П2]

Двигун 4А 200LA УЗ:

$$N = 45 \text{ кВт}$$

$$s = 1.6\%$$

$$n = 1500 \text{ об/хв}$$

Робоча частота обертання вала насосу [3]

$$n_p = n_H \left(1 - \frac{N_{дв}}{N_{ном}} s \right) \quad (5.13)$$

$$n_p = 1500 \left(1 - \frac{41000}{45000} 0.016 \right) = 1478 \text{ об/хв}$$

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 [6.1, 6.2]

$$P_1 = [2.529 \cdot d_H^2 - 0.7854(d_1^2 + d_2^2)] \cdot p, \text{ Н} \quad (6.1)$$

$$P_2 = [0.4193 \cdot d_H^2 - 0.7854 \cdot d_3^2] \cdot p, \text{ Н} \quad (6.2)$$

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

$$d_3 = \sqrt{\frac{0.4193 \cdot 0.039^2}{0.7854}} = 28 \text{ мм}$$

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

Знаходимо

$$d_1 = \sqrt{\frac{2.529 \cdot 0.039^2 - 0.7854 \cdot 0.028^2}{0.7854}} = 65 \text{ мм}$$

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

$$P_1 = [2.529 d_H^2 - 0.7854(d_1^2 + d_2^2)] \cdot p, \text{ Н} \quad (6.3)$$

$$P_1 = (2.529 \cdot 0.039^2 - 0.7854(0.065^2 + 0.028^2)) \cdot 6.3 \cdot 10^6 = -551 \text{ Н}$$

3) Для веденого гвинта осьова сила визначається по вираженню [6.4].

$$P_2 = (0.4193 \cdot d_H^2 - 0.7854 \cdot d_3^2) \cdot p, \text{ Н} \quad (6.4)$$

$$P_2 = (0.4193 \cdot 0.039^2 - 0.7854 \cdot 0.028^2) \cdot 6.3 \cdot 10^6 = 138.4 \text{ Н}$$

4) Максимальна радіальна сила P_r , що діє на ведений гвинт, спрямована нормально до площини осей гвинтів і дорівнює по величині [6.5].

$$P_r = 1,401 p d_n^2, H. (6.5)$$

$$P_r = 1.401 \cdot 6.3 \cdot 10^6 \cdot 0.039^2 = 13424.8 \text{ H}$$

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 [7.1]

$$P_r = (XV F_r + Y F_a) K_\sigma K_T (7.1)$$

де F_r, F_a - радіальне й осьове навантаження;

X, Y - коефіцієнти радіального й осового навантажень;

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

K_σ - коефіцієнт безпеки, що враховує характер навантаження (при спокійної $K_\sigma=1$);

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 205 за ГОСТ 831-75

Визначимо ресурси роботи даного підшипника. Динамічна вантажопідйомність і ресурс зв'язані емпіричною залежністю [7.2]:

$$L = \left[\frac{C}{P} \right]^p (7.2)$$

де L - ресурс млн. обертів;

P - еквівалентне навантаження, Н;

p=3 для кулькових підшипників.

$$L = \left[\frac{50.2}{2.13} \right]^3 = 13566 \text{ млн. об.}$$

Номінальна довговічність (ресурс) виражена в годинах [7.3]:

$$L_{\Pi} = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}; (7.3)$$

$$L_{\Pi} = \frac{13566 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500} = 15070 \text{ год.}$$

8 Розміри підшипників ковзання

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

Питомий тиск у підшипнику [8.1]:

$$p' = \frac{P}{dl} \leq [p] \quad (8.1)$$

де d й l - діаметр і довжина підшипника;

P - зусилля діюче на підшипник.

приймаємо $p = 3$ МПа (виходячи з [8.2]).

$$l_1 = \frac{P}{pd_1}; \quad (8.2)$$

$$l_1 = \frac{13500}{3 \cdot 10^6 \cdot 0.065} = 0.069 \text{ м};$$

$$l_2 = \frac{P}{pd_2}; \quad (8.3)$$

$$l_2 = \frac{13500}{3 \cdot 10^6 \cdot 0.028} = 0.161 \text{ м}.$$

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

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}; \quad (8.3)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 1500}{60} = 157 \text{ рад/с}$$

максимальна швидкість поверхонь тертя

а) для вкладиша з розмірами $d = 0.065$ м, $l = 0.069$ м

$$v_1 = \frac{d_1 \omega}{2}; \quad (8.4)$$

$$v_1 = \frac{0.065 \cdot 157}{2} = 5.1 \text{ м/с}$$

Динамічне навантаження

$$pV = \frac{Pr}{dl_1} v_1 \quad (8.5)$$

$$pV = \frac{13500 \cdot 5.1}{0.065 \cdot 0.069} = 15.35 \text{ МПа}$$

що нижче припустимих значень $p\nu = 20$ МПа

б) для вкладиша з розмірами $d = 0.028\text{м}$, $l = 0.191\text{м}$

$$v_2 = \frac{d_2 \omega}{2}; (8.6)$$

$$v_1 = \frac{0.028 \cdot 157}{2} = 2.2 \text{ м/с}$$

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

$v < v_{дон}$;

Динамічне навантаження

$$pV = \frac{Pr}{dl_2} v_2 (8.7)$$

$$pV = \frac{13500 \cdot 2.2}{0.028 \cdot 0.161} = 6.6 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

що нижче припустимих значень $pV = 20 \frac{\text{М}}{\text{с}}$

9 Розрахунок діаметрів всмоктувальної й нагнітальної лінії

Для розрахунку діаметрів нам необхідна формула [9.1]

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}} \quad (9.1)$$

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

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}} \quad (9.2)$$

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2}} = 0,061 \text{ м}$$

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}} \quad (9.3)$$

$$d_{\text{нар}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5}} = 0,050 \text{ м}$$

10 Розрахунок пружини запобіжного клапана

Посилаючись на [10.1] приймаємо $v_{\text{доп}} = 5$ м/с- швидкість плинину масла в клапані.

Знайдемо діаметр сідла

$$d_c = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\text{доп}} \mu_{\text{об}}}} \quad (10.1)$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 5.9 \cdot 10^{-5}}{3.14 \cdot 5 \cdot 0.96}} = 0.040 \text{ м}$$

Коефіцієнт витрати μ для конічних клапанів масляних насосів можна прийняти 0,56.

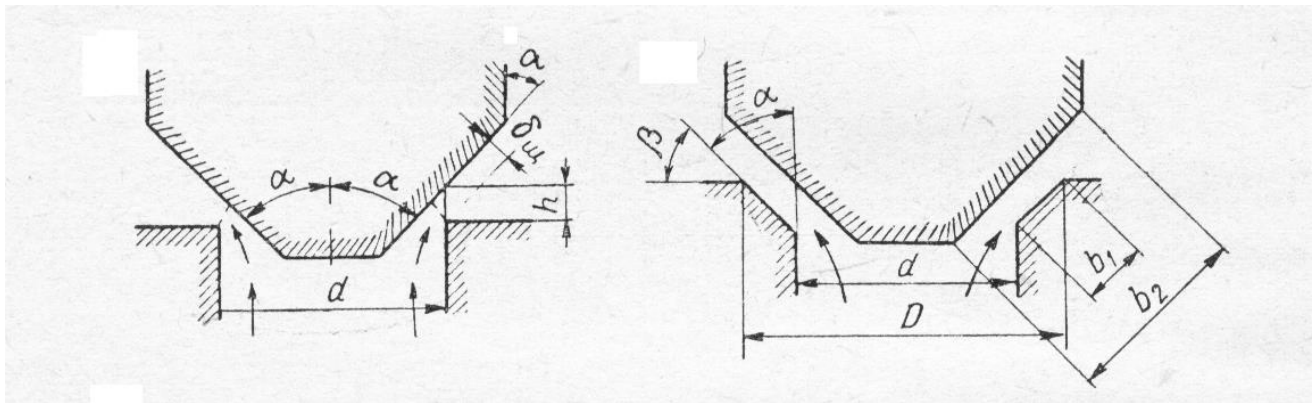


Рисунок 11.1 Конічний клапан.

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:

$$D = d_c + 2b_1 \quad (10.2)$$

$$D = 40 + 5 = 45 \text{ мм}$$

Для розрахунку пружини нам необхідно знати середній діаметр конусного сідла:

$$d_{cp} = \frac{D+d_c}{2} \quad (10.3)$$

$$d_{cp} = \frac{40 + 45}{2} = 42.5 \text{ мм}$$

Знаходимо висоту підйому клапана:

$$h = \frac{q}{\mu \pi d_{cp} \cos \beta \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \quad (10.4)$$

$$h = \frac{5,9 \cdot 10^{-3}}{0,56 \cdot 3,14 \cdot 0,0425 \cdot 0,7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 6,3 \cdot 10^6}{1000}}} = 0,105 \text{ мм}$$

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:

$$P_n = 1,2 p_n \frac{\pi d_c^2}{4} \quad (10.5)$$

$$P_n = 1,2 \cdot 6,3 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 9495,36 \text{ Н}$$

приймаємо зусилля:

$$P_{по} = (0,5 \div 0,8) P_n \quad (10.6)$$

$$P_{по} = (0,5 \div 0,8) 9495,36 = (4747,68 \div 7596,29) \text{ Н}$$

Приймаємо $D_{по} = 16 \text{ мм}$

Вибираємо стандартну пружину 361.

$$\sigma_{ж} = 140 \text{ КГ/ММ}^2$$

$$\Gamma = 0,5[D_{п}] = 7000 \text{ КГ/СМ}^2$$

$$d_{пр} = 2 \text{ мм}$$

Жорсткість пружини:

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

Робоче число витків пружини:

$$C_0 = \frac{P_{п} - P_{оп}}{h_{кл}} \quad (10.7)$$

$$C_0 = \frac{9495.33 - 7596.29}{0.00150} = 18.09 \text{ КН/М} \approx 18 \text{ КН/М}$$

Кількість витків:

$$i_p = \frac{G d_{пр}^4}{8 D_{п} C}; \quad (10.8)$$

$$C = \frac{C_p}{g}; \quad (10.9)$$

$$C = \frac{1.8 \cdot 10}{9.81} = 18.3;$$

$$i_p = \frac{7.85 \cdot 10^5 \cdot 0.2^4}{8 \cdot 1.6^3 \cdot 18.3} = 20.1$$

Приймаємо $i_p = 20$;

Знаходимо повне число витків:

$$i_{пов} = i_p + (1.5 + 2); \quad (10.10)$$

$$i_{пов} = 20 + 2 = 22$$

Попереднє осідання пружини:

$$\lambda_0 = \frac{P_{по}}{C_0}; \quad (10.11)$$

$$\lambda_0 = \frac{7596.29}{18000} = 0.42$$

Довжина стисненої пружини:

$$l_{\text{собо}} = (i_{\text{п}} - 0.5)d_{\text{п}}; (10.12)$$

$$l_{\text{собо}} = (1.5 - 0.5)2 = 29 \text{ мм}$$

Довжина ненавантаженої пружини:

$$l_0 = l_{\text{собо}} + i_{\text{п}}(f - d_{\text{п}}); (10.13)$$

$$f = \lambda_0 + d_{\text{п}} = 0.42 + 2 = 2.42;$$

$$l_0 = 29 + 15(2.42 - 2) = 35.3 \text{ мм}$$

Максимальне осідання:

$$\lambda_{\text{max}} = l_0 - l_{\text{собо}}; (10.14)$$

$$\lambda_{\text{max}} = 35.3 - 29 = 6.3 \text{ мм}$$

Максимальне навантаження на пружину:

$$P_{\text{пр max}} = C_0 \lambda_{\text{max}}; (10.15)$$

$$P_{\text{пр max}} = 18 \cdot 2 \cdot 10^{-1} = 8 \text{ кг (80Н)}$$

Максимальна напруга в пружині:

$$\tau_{\text{пр}} = k \frac{8P_{\text{пр max}} D_{\text{ср}}}{\pi d_{\text{п}}^3}; (10.16)$$

$$\tau_{\text{пр}} = 1.23 \frac{8 \cdot 8 \cdot 0.023}{3.14 \cdot 0.002^3} = 2.55 \cdot 10^6 \text{ Па} < 7 \text{ МПа}$$

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.

Визначимо радіуси нарізки:

$$R_1 = R_B + x \quad (11.1)$$

$$R_2 = R_B + 2x \quad (11.2)$$

де $x = \frac{R_H - R_B}{k} = \frac{32.5 - 19.5}{15} = 0.867$

$$R_1 = 19.5 + 0.867 = 20.367 \text{ мм};$$

$$R_2 = 21,233 \text{ мм};$$

$$R_3 = 22,1 \text{ мм};$$

$$R_4 = 22,967 \text{ мм};$$

$$R_5 = 23,833 \text{ мм};$$

$$R_6 = 24,7 \text{ мм};$$

$$R_7 = 25,567 \text{ мм};$$

$$R_8 = 26,433 \text{ мм};$$

$$R_9 = 27,3 \text{ мм};$$

$$R_{10} = 28,167 \text{ мм};$$

$$R_{11} = 29,033 \text{ мм};$$

$$R_{12} = 29,9 \text{ мм};$$

$$R_{13} = 30,767 \text{ мм};$$

$$R_{14} = 31,633 \text{ мм};$$

$$R_{15} = 32,5 \text{ мм}.$$

Визначаємо кути α і β веденого і ведучого гвинтів:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{A^2 + r_H^2 - R^2}{2r_H A}\right) \quad (11.3)$$

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{39^2 + 19.5^2 - 20.367^2}{2 \cdot 19.5 \cdot 39}\right) = 12.236^\circ$$

$$\alpha_2 = 17.526^\circ$$

$$\alpha_3 = 21.738^\circ$$

$$\alpha_4 = 25.417^\circ$$

$$\alpha_5 = 28.772^\circ$$

$$\alpha_6 = 31.909^\circ$$

$$\alpha_7 = 34.890^\circ$$

$$\alpha_8 = 37.757^\circ$$

$$\alpha_9 = 40.536^\circ$$

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

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

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

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

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

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

$$\gamma = \arccos\left(\frac{A^2 + R^2 - r_H^2}{2RA}\right) \quad (11.4)$$

$$\gamma_1 = \arccos\left(\frac{39^2 + 20.637^2 - 19.5^2}{2 \cdot 20.637 \cdot 39}\right) = 11.708^\circ$$

$$\gamma_2 = 16.035^\circ$$

$$\gamma_3 = 19.074^\circ$$

$$\gamma_4 = 21.372^\circ$$

$$\gamma_5 = 23.192^\circ$$

$$\gamma_6 = 24.664^\circ$$

$$\gamma_7 = 25.867^\circ$$

$$\gamma_8 = 26.853^\circ$$

$$\gamma_9 = 27.660^\circ$$

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

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

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

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

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

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

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

$$\beta = \alpha_i - \gamma_i \quad (11.5)$$

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

$$\beta_2 = 1.471^\circ$$

$$\beta_3 = 2.664^\circ$$

$$\beta_4 = 4.045^\circ$$

$$\beta_5 = 5.580^\circ$$

$$\beta_6 = 7.245^\circ$$

$$\beta_7 = 9.024^\circ$$

$$\beta_8 = 10.904^\circ$$

$$\beta_9 = 12.875^\circ$$

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

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

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

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

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

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

Координати профілю ведучого гвинта в перетині площиною вздовж осі:

$$\text{абцис} \quad x_1 = R_i - R_B \quad (11.6)$$

$$x_1 = 20.367 - 19.5 = 0.87 \text{ мм}$$

$$x_2 = 1,73 \text{ мм}$$

$$x_3 = 2,6 \text{ мм}$$

$$x_4 = 3,47 \text{ мм}$$

$$x_5 = 4,33 \text{ мм}$$

$$x_6 = 5,2 \text{ мм}$$

$$x_7 = 6,07 \text{ мм}$$

$$x_8 = 6,93 \text{ мм}$$

$$x_9 = 7,8 \text{ мм}$$

$$x_{10} = 8,67 \text{ мм}$$

$$x_{11} = 9,53 \text{ мм}$$

$$x_{12} = 10,4 \text{ мм}$$

$$x_{13} = 11,27 \text{ мм}$$

$$x_{14} = 12,13 \text{ мм}$$

$$x_{15} = 13 \text{ мм}$$

$$\text{ординат} \quad y = \frac{\beta \tau}{360} \quad (11.7)$$

$$y_1 = \frac{0.528 \cdot 13}{360} = 0.019 \text{ мм}$$

$$y_2 = 0,053 \text{ мм}$$

$$y_3 = 0,096 \text{ мм}$$

$$y_9 = 0,465 \text{ мм}$$

$$y_{10} = 0,539 \text{ мм}$$

$$y_4 = 0,146 \text{ мм}$$

$$y_{11} = 0,616 \text{ мм}$$

$$y_5 = 0,202 \text{ мм}$$

$$y_{12} = 0,696 \text{ мм}$$

$$y_6 = 0,262 \text{ мм}$$

$$y_{13} = 0,778 \text{ мм}$$

$$y_7 = 0,326 \text{ мм}$$

$$y_{14} = 0,863 \text{ мм}$$

$$y_8 = 0,394 \text{ мм}$$

$$y_9 = 0,951 \text{ мм}$$

Для ліквідації зазору профіль гвинта корегується, тобто ординати перераховуються по формулі:

$$y_k = y + s - \frac{(k-1;k-2)}{k-1} \quad (11.8)$$

де y – попередня ордината;

$$s - \text{фаска, } s = 0.29d_H = 0.029 \cdot 39 = 0.975 \text{ мм}$$

k – кількість точок, $k=15$

$$y_{k1} = 0,019 \text{ мм}$$

$$y_{k6} = 0,610 \text{ мм}$$

$$y_{k11} = 1,313 \text{ мм}$$

$$y_{k2} = 0,123 \text{ мм}$$

$$y_{k7} = 0,744 \text{ мм}$$

$$y_{k12} = 1,393 \text{ мм}$$

$$y_{k3} = 0,235 \text{ мм}$$

$$y_{k8} = 0,881 \text{ мм}$$

$$y_{k13} = 1,545 \text{ мм}$$

$$y_{k4} = 0,355 \text{ мм}$$

$$y_{k9} = 1,022 \text{ мм}$$

$$y_{k14} = 1,699 \text{ мм}$$

$$y_{k5} = 0,355 \text{ мм}$$

$$y_{k10} = 1,166 \text{ мм}$$

$$y_{k15} = 1,856 \text{ мм}$$

За отриманими значеннями радіусів та кутів будуюмо профіль ведучого гвинта

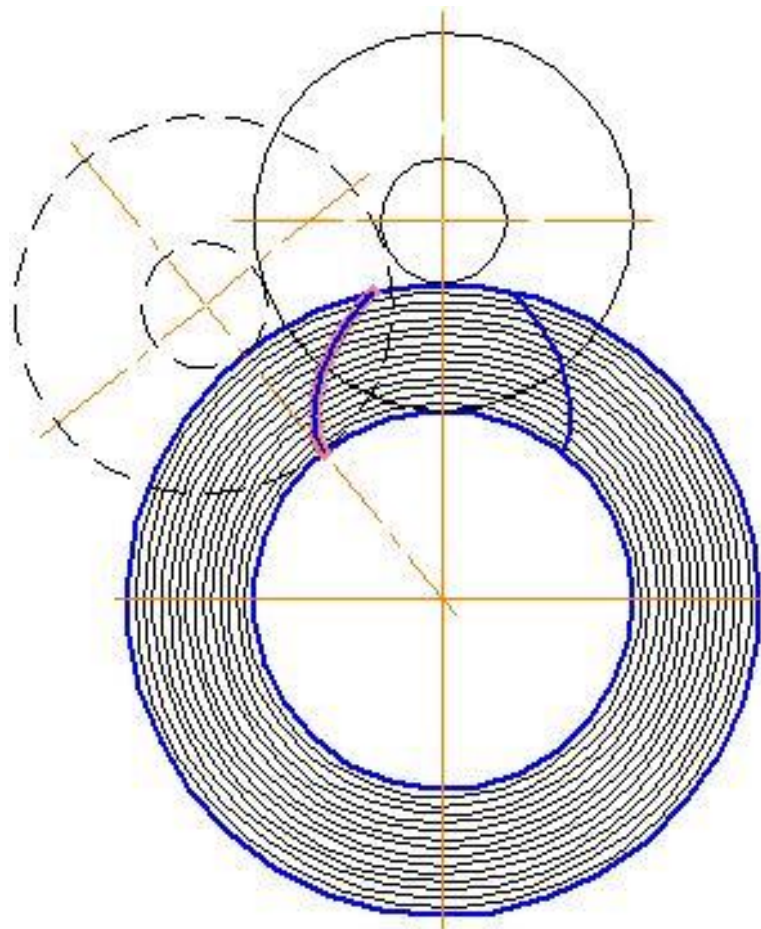


Рисунок 11.1 – Профіль ведучого гвинта

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:

$$(1 - x) * P * \lambda_0 = x * P * \lambda_b (12.1)$$

де λ_0 – коефіцієнт піддатливості з'єднаних болтом деталей.

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

При великому коефіцієнті коефіцієнт піддатливості λ_b болта й малому коефіцієнту піддатливості λ_0 з'єднаних деталей, наприклад при застосуванні в стик 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:

$$F_3 = k * (1 - x) * F \quad (12.2)$$

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 до 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 .

$$F_0 = F_3 + x * F = k * (1 - x) * F + x * F \quad (12.3)$$

$$\text{або } F_0 = [k * (1 - x)] * F \quad (12.4)$$

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

$$\frac{\pi * d_1^2}{4} = 1,3 * \frac{F_0}{[\delta_p]} \quad (12.4)$$

Допустиме напруження на розтягання:

$$[\delta_p] = \frac{\sigma_T}{[S]} \quad (12.5)$$

де σ_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:

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

$$F_0 = \frac{\pi * d_1^2 * \delta_P}{4 * 1,3} = \frac{\pi * d_1^2 * \delta_T}{4 * 1,3 * [S]};$$

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

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

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

Сила затягування:

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

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

при навантаженні поперечною силою болт розраховують на зріз:

$$\tau_c = \frac{F}{\left(\frac{\pi * d_0^2}{4} \right)} \leq [\tau_c] \quad (12.6)$$

де τ_3 – розрахункову напругу зрізу болта;

F - поперечна зовнішня сила, що зрізує болт;

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

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

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

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

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

13 Розрахунок корпусу

Розрахунок товщини стінок корпусів насосів виконується виходячи з величини максимального тиску p_i рідини й обраного матеріалу корпусу.

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:

$$\delta_c = r_1 \left(\sqrt{\frac{[\delta_p] + 0,4 * p_i}{[\delta_p] - 1,3 * p_i}} - 1 \right), \quad (13.1)$$

де $r_1 = \frac{d_n + D_n + d_n}{2} = 7,15 \text{ см.}$ – внутрішній діаметр обойми.

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

Для сірого литого чавуну $[\sigma_p] = 250 \text{ кг/див}^2$ і для високосортного чавуну $[\sigma_p] = 400 \text{ кг/див}^2$.

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

$$\delta_c = r_1 \left(\sqrt{\frac{[\delta_p]}{[\delta_p] - 2 * p_i}} - 1 \right), \quad (13.2)$$

допустиме напруження $[\sigma_p]$ для сталевого лиття приймається рівним $800 - 1000 \text{ кг/див}^2$

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

$$\delta_c = \frac{P_i * r_i}{[\delta_p]} \quad (13.4)$$

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:

$$\delta_c = 7.15 \left(\sqrt{\frac{25 * 10^6 + 0.4 * 5 * 10^6}{25 * 10^6 - 1.3 * 5 * 10^6}} - 1 \right) = 1.48 \text{ см}$$

конструктивно маємо $\delta_c = 2 \text{ см}$

14 Розрахунок кришок корпусів

Кришки корпусів насосів і запобіжно пропускних клапанів - можна розглядати як круглі пластини закріплені по контурі й навантажені рівномірно розподіленим навантаженням.

Розрахункова формула для визначення товщини δ_k стінки кришки має вигляд:

$$\delta_k = r_r \sqrt{\frac{0,75 * P_i}{[\delta_u]}} \quad (14.1)$$

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

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

Розрахуємо δ_k :

$$\delta_k = 7.15 * \sqrt{\frac{0.75 * 6 * 10^6}{25 * 10^6}} = 3,033 \text{ см}$$

15 Розрахунок шпонкового з'єднання

Для вала ($d_B = 20-22$ мм) визначаємо параметри шпонки, для діаметра вала виписуємо параметри шпонки:

$$b \times h = 6 \times 6 \text{ мм}; l = 35 \text{ мм}; t_1 = 3,5 \text{ мм}; t_2 = 2,8 \text{ мм}.$$

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

$$\sigma_{сж} = F/A_{сж} \leq [\sigma_{сж}] \quad (15.1)$$

де $F = 2T/d$; T - переданий обертаючий момент, Н*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 напряга зминання $[\sigma_{сж}] \leq 100$ 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:

$$\delta_{см} = \frac{2 * T}{d l_p (h - t_1)} \leq [\delta_{см}] \quad (15.2)$$

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):

$$\delta_{cm} = \frac{2 \cdot N}{\omega \cdot dl \cdot (h - t_1)} \leq [\delta_{cm}] \quad (15.3)$$

а шпонку - на зріз:

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot N}{\omega \cdot dl \cdot b} \leq [\tau_{cp}] \approx 0,6 \cdot [\delta_{cm}] \quad (15.4)$$

Підставляючи дані у формули:

$$\delta_{cm} = \frac{2 \cdot 286}{15,7 \cdot 0,02 \cdot 0,035 \cdot 0,0025} = 26,93 \text{ МПа} \leq 100 \text{ МПа}$$

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 286}{15,7 \cdot 0,020 \cdot 0,035 \cdot 0,006} = 11,2 \text{ МПа} \leq 50 \text{ МПа}$$

16 Розрахунок на твердість

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 в, 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. Куту 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]

$$d \geq 12,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (16.1)$$

де d у див, N у квт, n у про/хв.;

Підставляючи дані у формулу маємо:

$$d \geq 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,37}{150}} = 1,69 \text{ см}$$

Діаметр вала $d_B = 20 \text{ мм.} = 2 \text{ див.}$

т. як. $2 > 1,69$

Умова твердості виконана.

17 Побудова характеристики насоса

В наслідок стендових випробувань насосів отримують їх характеристики, які можна знайти у відповідних каталогах насосів.

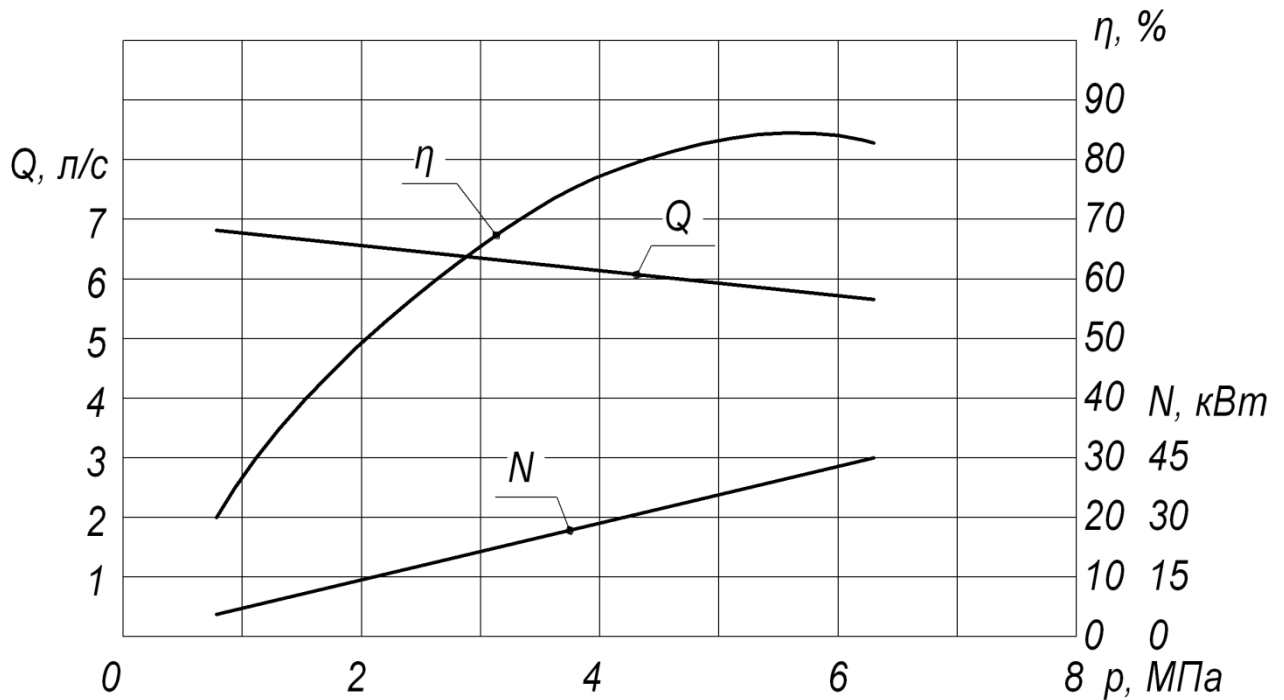


Рисунок 17.1 – Характеристика насоса

На виробництві наповнений великий експериментальний матеріал, що стосується характеристик виготовлених насосів, отримані характеристики будувалися по точках з усередненим кроком.

Для отримання проміжних значень характеристик використовувався графічний або графо-аналітичний методи. Зараз великого поширення набули методи, які описують об'єкти. Якщо модель досить точна, то експеримент на об'єкті може бути замінений експериментом на моделі. Поряд з фізичними моделями все більшого поширення набувають абстрактні математичні моделі. Можна отримати нові відомості про об'єкт експериментуючи на моделі., Якщо вона досить точно описує об'єкт.

18 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

18.1 Аналіз потенційних небезпечних та шкідливих факторів досліджуваного об'єкту

Агрегат 3-х гвинтовий призначений для перекачування неагресивних рідин з кінетичною в'язкістю від 0, 21 до 7, 6 см²/с при температурі до 353(80 °С).

Таблиця 18.1 - Технічна характеристика насосного агрегата

Подача, л/с	5,9
Напір, м	884
Тиск, МПа	6,3
Частота обертання, об/хв	1500
Густина робочого середовища, кг/м ³	забруднена рідина

Насосна установка містить в собі:

- насос;
- електродвигун;
- муфта для з'єднання вала електродвигуна з валом насоса;

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпек і шкідливих чинників.

При роботі й обслуговуванні насосного агрегату небезпечними і шкідливими виробничими факторами можуть бути:

- ураження електричним струмом;
- рухомі елементи з'єднувальної муфти;
- підвищений рівень шуму;
- підвищена температура поверхонь;

Джерелами цих небезпек можуть бути:

- електричний струм, який підводиться для живлення двигуна;
- з'єднувальна муфта;

- шум і вібрація, викликані працюючим агрегатом;
- зовнішні поверхні агрегату, які нагріваються вище 45°C;
- аварійний вихід з ладу ущільнення на валу і ущільнень корпусних деталей.

Небезпечні фактори

- Електричні

Клас насосу по способу захисту від ураження електричним струмом – 1.

Для забезпечення захисту від випадкового дотику до струмоведучих частин, відповідно до ГОСТ 12.01.019-79 «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты» [8] необхідно застосовувати наступні способи і засоби: стаціонарні захисні огороження, робоча ізоляція струмоведучих частин.

Для забезпечення захисту від ураження електричним струмом при дотику до металевих частин, які можуть виявитися під напругою в результаті пошкодження ізоляції, застосовують наступні способи: контурне заземлення, опір захисного заземлення не повинен перевищувати 5 Ом.

Особи, що обслуговують насоси, повинні знати «Правила безопасной эксплуатации электроустановок потребителей» (ПБЭЭП), пройти інструктаж з електробезпеки під час роботи з оформленням у журналі реєстрації інструктажів з питань охорони праці й мати 1 групу електробезпеки.

Ремонтні й профілактичні роботи повинні проводитися тільки після зупинки та відключення агрегату від джерел енергопостачання.

- Пожежонебезпечні

Найбільшою небезпекою є порушення герметичності насоса, що відбувається з різних причин: вібрація, гідравлічний удар, вихід з ладу деталей, тощо. Потрапляння повітря всередину трубопроводів може створити небезпечні концентрації та призвести до вибуху.

До засобів пожежогасіння на відносять пожежні гідранти (ПГ-2102, ПГ-2103, тощо), вогнегасники порошкові, ящики з піском, покривала з негорючого матеріалу, комплекти засобів пожежогасіння.

Не допускається замазученості виробничої території, приміщень та обладнання, забруднення легкозаймистими та горючими рідинами (ЛЗР і ГР), сміттям і відходами виробництва.

Забороняються ремонтні роботи на устаткуванні, що знаходиться під тиском, набивання й підтягування сальників на працюючих насосах та компресорах, а також ущільнення фланців на апаратах і трубопроводах без зняття тиску і відключення ділянки трубопроводу або агрегату (насоса, компресора) від інших апаратів і трубопроводів за допомогою засувки або заглушки в системі.

Відігрівати замерзлу апаратуру, арматуру, трубопроводи, засувки, промивний розчин дозволяється тільки парою або гарячою водою. Використання для цих цілей паяльних ламп і інших способів із застосуванням відкритого вогню забороняється.

Повинно бути передбачене виконання вимог по забезпеченню пожежної безпеки відповідно ДО ГОСТ 12.1.004-91 [9].

• Механічні

- гострі кромки, задирки на поверхнях устаткування, деталей, інструменту;
- поверхні муфти насосного агрегату, що обертаються, і рухливі частини виробничого устаткування;
- викид назовні рідин під високим тиском унаслідок підвищеного витoku при порушенні герметичності кінцевих ущільнень ротора, розкриття стиків або роз'ємів корпусів і корпусних деталей насоса, що працюють під тиском;
- підвищена або низька температура поверхонь складових частин агрегату (насоса, двигуна);
- втрата стійкості при монтажі агрегату на місці установки.

Небезпека через порушення ергономічних вимог:

- утруднений доступ до елементів насоса і насосного агрегату, приладів, огляд яких необхідний під час експлуатації агрегату;
- неправильне розташування вмикаючих (вимикаючих) пристроїв, відсутність сигнального фарбування, недостатня кількість застережних знаків в місцях експлуатації і обслуговування насосних агрегатів;
- потрапляння на шкіру або слизисті оболонки робітників консерваційних мастил, розчинників.

Шкідливі фактори

- Шум від установки

Для даного насосу характерним є гідродинамічний шум, шум у підшипникових та ущільнюючих вузлах, які виникають під час протікання рідини. При роботі насоса рівень шуму сягає до 65 дБА, що не перевищує допустимий рівень (80 дБА). Періодичне обслуговування агрегату повинне проводитися із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху по ГОСТ 12.4.051 не більше 15 хв. В зміну (8 годин).

Для зниження шуму рекомендується зниження рівня звукової потужності джерела шуму (насоса, установки, агрегату тощо), яке можна здійснити зміною чи вибором обладнання з поліпшеними шумовими характеристиками.

Ще один спосіб - звукоізоляція. Муфти можна закрити кожухом, який зі середини покривається звукопоглинальним матеріалом - пінополіуретаном.

- Вібрація

Номінальний рівень вібрації на корпусі верхнього підшипника становить не більше 4,5 мм/с [10], яка здебільшого проявляється у вигляді шуму. Для зменшення цього негативного фактора можна використовувати вібродемпфірування.

- Освітлення робочої зони

Освітлення при проведенні періодичного обслуговування електронасоса має відповідати розряду V, підрозряду «б» зорових робіт, для проведення ремонтних робіт - розряду V, підрозряду «в» зорових робіт, згідно СНІП II-4-79 "Природне і штучне освітлення". Для освітлення робочої зони використовують люмінесцентні лампи, дугові ртутні лампи, рефлекторні дугові лампи з відбиваючим шаром. Вони мають підвищену світлову віддачу (до 40-110 лм/Вт) і великий строк служби (8-12 тис. год.), а крім того спектр їхнього випромінювання близький до природного денного світла.

Величина температури повітря складає 22 - 24°C, його відносна вологість 60-40% і швидкість руху 0,1 м/с.

18.2 Розрахунок захисного заземлення

Захисне заземлення - це електричне з'єднання з землею або її еквівалентом, металічних неструмопровідних частин, які можуть опинитися під напругою.

Мета захисного заземлення - понизити струм, який протікає через людину (Іл) при дотику до заземленого корпусу пристрою діагностики, коли там виникне $U_{дот}$ (напруга дотику) у результаті пошкодження або пробою ізоляції струмо- провідних частин.

Розрахунок контуру у лабораторії зводиться до визначення числа вертикальних заземлювачів та довжини сполучної смуги. За правилами опір контуру заземлення не повинний перевищувати 4 Ом для напруги живлення до 1000 В. В най несприятливих умовах опір одиночного заземлювача визначимо по формулі

$$R_{см} = 0,366 \frac{\rho}{\ell} \left(\lg \frac{2\ell}{d} + \frac{1}{2} \lg \frac{4H + \ell}{4H - \ell} \right)$$

У якості заземлювача вибираємо стержень:

- довжина $\ell = 1,5 \text{ м}$;

діаметр $d = 0,016 \text{ м}$;

відстань від поверхні землі до половини довжини стержня

$H = 0,85 \text{ м}$;

ρ - питомий опір ґрунту $\rho = 10^2 \text{ Ом} \cdot \text{м}$

$$R_{см} = 0,366 \frac{10^2}{1,5} \left(\lg \frac{2 \cdot 1,5}{0,016} + \frac{1}{2} \lg \frac{4 \cdot 0,85 + 1,5}{4 \cdot 0,85 - 1,5} \right) = 60 \text{ Ом}$$

Кількість одиночних заземлювачів n розрахуємо по формулі

$$n = \frac{R_{см}}{r_{н.з} \cdot \eta_{см}}$$

де $r_{н.з}$ - значення контурного заземлення, що нормує, згідно ПУЕ-86,

$r_{н.з} = 4 \text{ Ом}$

$\eta_{ст}$ - коефіцієнт використання одиночного заземлювача

для стержнів $\eta_{ст} = 0,66$

$$n = \frac{60}{4 \cdot 0,66} = 22 \text{ шт.}$$

Опір сполучної смуги, що з'єднує одиночні заземлювачі, визначимо по формулі

$$R_{пол} = 0,366 \frac{\rho}{\ell} \lg \frac{2 \cdot \ell^2}{b \cdot H};$$

де ℓ - довжина смуги $\ell = a \cdot n = 79,2 \text{ м}$;

a - відстань між стержнями $a = 3,6 \text{ м}$;

H - глибина закладення смуги $H = 0,1 \text{ м}$

$$R_{пол} = 0,366 \frac{10^2}{79,2} \lg \frac{2 \cdot 79,2^2}{0,04 \cdot 0,1} = 3 \text{ Ом}$$

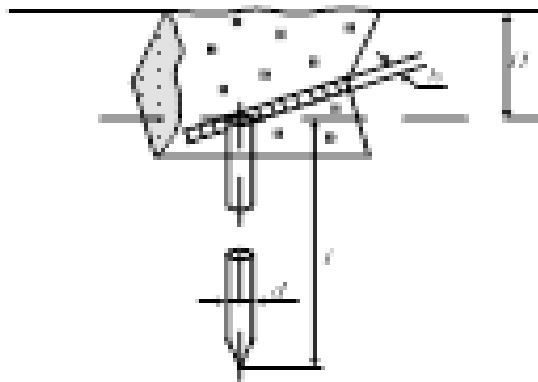


Рис. 18.1 - Заземлюючий стержень

Опір штучного контурного заземлення визначимо по формулі

$$R_{к.з} = \frac{R_{ст} \cdot R_{пол}}{R_{ст} \cdot \eta_{пол} + n \cdot R_{пол} \cdot \eta_{ст}},$$

де $\eta_{пол} = 0,4$ - коефіцієнт використання з'єднуючої полоси в контурі із вертикальних електродів;

$$\eta_{пол} = 0,4, \quad R_{к.з} = \frac{60 \cdot 3}{60 \cdot 0,4 + 22 \cdot 3 \cdot 0,66} = 2,66 \text{ Ом.}$$

Розраховане значення опору заземлюючого контуру задовольняє вимогам електробезпеки.

Побудуємо схему заземлюючого контуру.

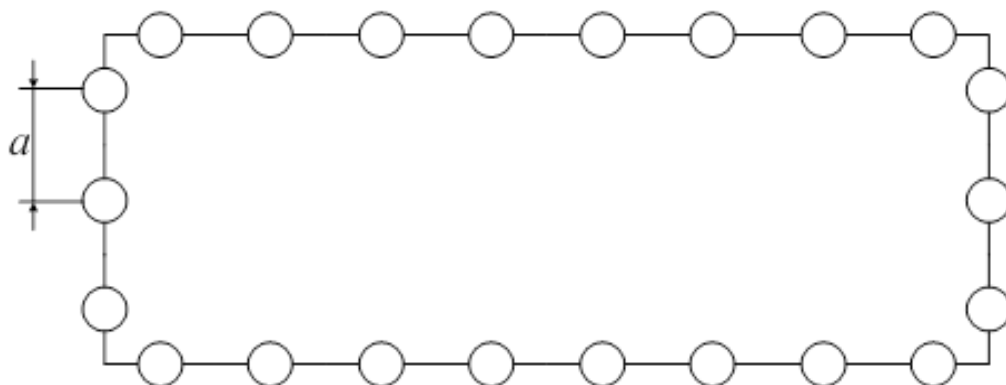


Рисунок 18.2 - План заземлюючого контуру

19 Непотокове виробництво, його суть і характеристика

Непотоковому виробництву властиві такі ознаки:

- 1) на робочих місцях обробляються різні за конструкцією і технологією виготовлення предмети праці, бо кількість кожного з них невелика і недостатня для нормального завантаження устаткування;
- 2) робочі місця розташовуються за однотипними технологічними групами без певного зв'язку з послідовністю виконання операцій;
- 3) після окремих операцій предмети праці часто надходять на проміжні склади і чекають звільнення робочого місця для виконання наступної операції.

Не потоковий метод застосовується переважно у одиничному і серійному виробництвах. Залежно від широти номенклатури виробів і їх кількості він має модифікації.

В умовах одиничного виробництва не потоковий метод здійснюється переважно у формі: одинично-технологічного, коли окремі предмети праці одиницями або невеликими партіями, які не повторюються, проходять обробку згідно з ознаками, наведеними вище.

У серійному виробництві цей метод приймає форми партійно-технологічного або предметно-групового.

Партійно-технологічний метод відрізняється від одинично-технологічного тим, що предмети праці проходять обробку партіями, які періодично повторюються. Партія предметів праці є важливим календарно-плановим нормативом організації партійного виробництва і її величина істотно впливає на його ефективність. Причому цей вплив не однозначний. З одного боку, збільшення величини партії приводить до зменшення кількості переналагоджувань устаткування, внаслідок чого поліпшується його використання, зменшуються витрати на підготовчо-заклучні роботи (пре налагоджування, одержання і здача роботи, знайомство з технічною документацією). Крім цього, спрощується оперативне планування і облік виробництва.

З іншого боку, обробка предметів великими партіями збільшує обсяг незавершеного виробництва, потребує більших складських приміщень, а це призводить до додаткових витрат.

При зменшенні величини партії предметів вплив на ефективність виробництва має протилежне спрямування. Ці обставини вимагають встановлення оптимальної партії.

Оптимальною є така величина партії предметів, за якої загальні витрати на їх виготовлення будуть мінімальними. Вони обчислюються у процесі оперативного управління виробництвом.

Одинично і партійно-технологічні методи виробництва організаційно є досить складними щодо дотримання принципів раціональної організації виробничого процесу. Їх недоліки дещо усуває застосування предметно-групового методу. Суть його полягає в тому, що вся сукупність предметів праці розподіляється на технологічно подібні групи. Обробка предметів кожної групи здійснюється приблизно за однією технологією і потребує однакового устаткування. Це дозволяє створити предметно-спеціалізовані дільниці підвищувати рівень механізації і автоматизації виробництва.

Предметно-групові методи створюють передумови для переходу до потокового виробництва.

$$M = \frac{\sum_{i=1}^n N_i \times t_i}{T_p \times K_H}$$

Кількість устаткування у непотоковому виробництві обчислюється окремо по кожній групі однотипних, технологічно взаємозамінних верстатів.

де M – кількість верстатів у технологічній групі,

n – кількість найменувань предметів, які обробляються на даному устаткуванні,

N_i – кількість предметів i -го найменування, які обробляються за розрахунковий період,

T_p – плановий фонд часу роботи одиниці устаткування за розрахунковий період, год.,

K_H – коефіцієнт виконання норм часу.

Устаткування у непотоковому виробництві переважно універсальне, а робітники – універсали високої кваліфікації.

Вищий рівень спеціалізації устаткування при застосуванні предметно-групових методів, оскільки за певною предметно-спеціалізованою дільницею закріплюється менша кількість предметооперацій. Для не поточкових методів характерне послідовне і рідко-послідовно-паралельне поєднання операцій, що поряд із складними маршрутами обробки спричиняє тривалий виробничий цикл.

Непотокове виробництво широко застосовується у промислових дискретних процесах.

Висновки

В ході виконання дипломної роботи я ознайомився з конструктивними схемами гвинтових насосів. Було проведено аналіз літературних джерел за тематикою роботи. Я навчився розраховувати геометричні розміри проточної частини; сили що діють на елементи конструкції насоса; проводити розрахунки на міцність. Навчився розраховувати основні вузли насосного агрегату такі як: елементи корпусу насоса, кріпильні деталі тощо; було проведено профілювання гвинта; виконано вибір та розрахунок на довговічність підшипників; конструювання валу та визначення реакцій в опорах.

В процесі виконання дипломної роботи я отримав практичні навички в конструюванні гвинтового насосу. Були виконані креслення основних деталей насоса: гвинта ведучого, проставки. Отримав знання в проектуванні та кресленні складальних креслень насосу та насосного агрегату.

В розділі з охорони праці проведено аналіз потенційних небезпечних та шкідливих факторів досліджуваного об'єкту, а також було проведено розрахунок захисного заземлення.

В розділі економіки досліджувалося непотокове виробництво, його суть і характеристика.

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: Игнатьев 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. ГОСТ 12.01.019-79 «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты» 01,07,1980 Изд-во стандартов, 1980.
9. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования 01,07,1992 Изд-во стандартов, 1992.
10. ISO 2631-1:1997 - Вібрація та удар механічні. Оцінка впливу загальної вібрації на людину.