

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 шестеренного насоса»

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика»

Виконавець роботи

(підпис)

Гур'янов В.О.

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

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 магістра

Котельник Дмитро Євгенович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи: «Розробка моделі характеристик шестеренного насоса»

затверджена наказом по університету № _____ від _____

2 Термін здачі студентом закінченої роботи: 21.12.18

3 Вихідні дані до роботи: Витрати $4,6\text{ м}^3/\text{год}$, тиск $4\text{ кгс}/\text{см}^2$.

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

Конструкція та принцип дії. Каналів, патрубків. Розрахунки на міцність корпусу, цапфи, вала, підшипників, болтів, шпонки. Охорона праці. Економічна частина.

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Складальне креслення агрегата, насоса деталювання, 3Д модель.

Реферат

Пояснювальна записка: 48 сторінки, 10 рисунків, 1 таблиць, 5 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Розробка моделі характеристик шестеренного насоса».

Мета роботи – визначення розмірів складових частин насоса та їх вплив на характеристики насоса.

Графічні матеріали формату А1: складальне креслення насоса, Агрегат, корпус.

Графічні матеріали формату А2: стійка.

Графічні матеріали формату А3: втулка, ротор ведучий, ротор ведомий.

Графічні матеріали формату А4: прокладка, фланець натискний.

Задачі дослідження:

- розрахунок зубчатого колеса;
- розрахунок камер;
- розрахунок цапфи;
- розрахунок корпусу, кришки, болтів, шпонок;
- розробка 3Д моделі;

У розділі охорони праці зроблений розрахунок запобіжного клатану.

Ключові слова: шестеренний насос, шестерня, модуль, підшипник, , ротор, характеристика, 3Д модель.

ЗМІСТ

Вступ	3
1 Опис конструктивної схеми	4
2 Розрахунок основних параметрів шестеренного насоса	7
2.1 Розрахунок геометрії зубчатої передачі	7
2.1.1 Визначення основних геометричних параметрів зубчатого колеса	7
2.2 Визначення продуктивності насоса	9
2.3 Визначення основних розмірів корегованого зуба	10
3 Розрахунок на міцність основних елементів	16
3.1 Визначення опорних реакцій шестерні	16
3.2 Розрахунок роликового підшипника	22
3.3 Розрахунок цапфи ведомої шестерні	24
3.4 Розрахунок ресори	26
3.5 Розрахунок корпусу	28
4 Підбір муфти та електродвигуна	31
4.1 Розрахунки для вибору електродвигуна	31
4.2 Вибір напівмуфти	31
5 Розрахунок шпонкового з'єднання	32
6 Розділ з охорони праці	37
6.1 Розрахунок запобіжного клапану	37
7 Економічний розділ	40
7.1 Структура управління підприємством.	40
Висновки	47
Список літератури	48

ВСТУП

Технічний рівень всіх рівнів народного господарства тісно зв'язаний і в значній мірі визначається рівнем розвиненості машинобудівництва. На основі цього розвитку здійснюється комплексна механізація в промисловості та інших галузях. Велику роль тут грає гідрофіксація в промисловості. Приділяється особливе ставлення до розвитку та вдосконаленню конструкцій гідравлічних машин, вказуються напрямки та вимоги, які необхідно враховувати при проектуванні нових машин. Особливе місце тут займають об'ємні гідравлічні машини, які можна по праву рахувати найбільш розвиненими серед ряду аналогічних машин. Проектовані гідравлічні машини повинні мати найбільш високі експлуатаційні показники (продуктивність, ККД), мінімальну витрату матеріалу при найменшій масі та габаритах, так і в процесі експлуатації, зручними та безпечними в обслуговуванні, допускати стандартизацію деталей та складальних одиниць.

Досить різні об'ємні гідравлічні машини в своїй більшості складаються з однотипних за своїми службовими функціями деталей та складальних одиниць. Звідси випливає, що одні й ті ж методи аналізу, розрахунку та проектування можуть бути застосованими в різних галузях техніки.

При проектуванні об'ємних гідравлічних машин проводять кінематичний розрахунок, визначають сили, діючі на деталі та вузли складальних одиниць, виконують розрахунок виробу на міцність, вирішують питання, зв'язані з вибором матеріалу та найбільш технологічних форм деталей, освітлюються питання складання та розробки складальних одиниць гідравлічних машин.

1 ОПИС КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ

З усього різновиду шестеренних насосів найбільше розповсюдження отримали насоси, які складаються з пари шестерен з зовнішнім зачепленням та з однаковою кількістю зубів евольвентного зачеплення.

Принцип роботи шестеренного насоса розглянемо на конструктивній схемі, яка зображена на рисунку 1.1.

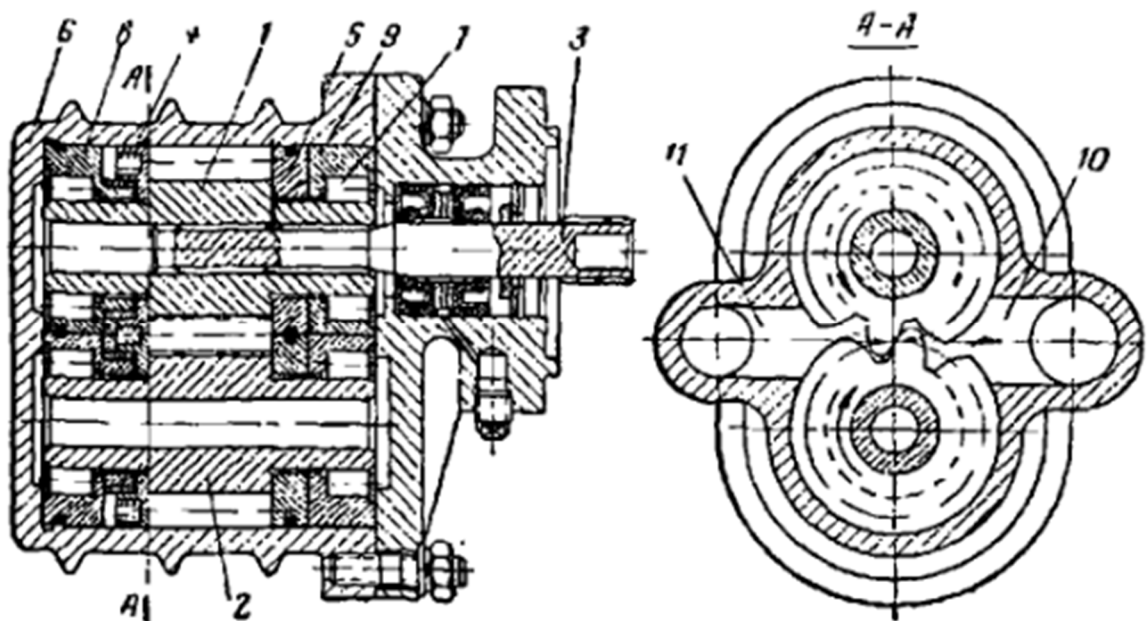


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема шестеренного насоса

При обертанні шестерен область всмоктування створюється там, де зубці виходять з зачеплення, а область нагнітання там, де вони входять в зачеплення.

При вказаному на рисунку 1.1 напрямку обертання шестерен рідина, замкнена в об'ємах, створених впадинами зубців та щільно охоплюючи ми їх розточками корпусу, переноситься з області всмоктування 10 в область нагнітання 11.

Ведуча шестерня 1 насоса приводиться в обертання ресорою 3, зв'язана з ведучою шестернею та з приводом за допомогою шліцьового або шпонкового з'єднання. Цапфи ведучої шестерні опираються на ролики 7 з сепаратором,

розміщені в обоймах 8 та 9. Ведомо шестерня 2 вільно обертається в роликотидшипниках.

В корпусі насоса 6 виконані порожнини всмоктування 10 та нагнітання 11. Розміщені з однієї сторони шестерен рухомі (плаваючі) підп'ятники 4 піджимаються до торців шестерен силою тиску рідини, підведеної зі сторони нагнітання, та невеликою силою пружини. Ці сили прижимають інший торець шестерні до нерухомої обойми 5. Окрім приведеного типу насоса, застосовуються також наступні конструкції насосів:

- а. з внутрішнім зачепленням (рис. 1.2);
- б. зі спіральними зубцями;
- в. з шевронними зубцями;
- г. двох- та трьохгвинтові;
- д. двозубі або барабанні;
- е. двох- та трьохступінчасті (рис 1.3);
- ж. комбіновані відцентрово-шестеренні та ін..

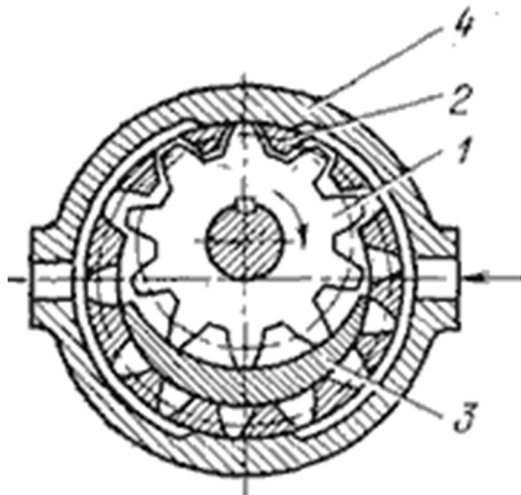


Рисунок 1.2 – Шестеренний насос з внутрішнім зачепленням

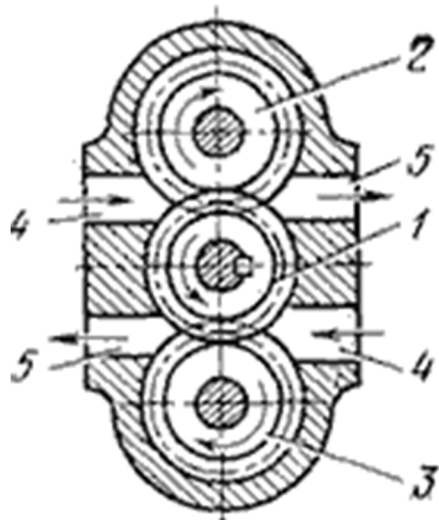


Рисунок 1.3 – Трьохступінчастий шестеренний насос

Застосування шестеренних насосів високого тиску можна зустріти в гідравлічній системі протяжного, свердлильного, фрезерного або токарного обладнання. Бувають також моделі, спеціально спроектовані, щоб пропускати воду або керамічний барвник, масло або змащувальні матеріали.

Шестеренні насоси з зовнішнім зачепленням часто використовують для роботи з в'язкими рідинами, які використовуються для змащування. Ці насоси достатньо прості у виготовленні, але не такі компактні, як насоси з внутрішнім зачепленням.

Не дивлячись на просту конструкцію, ці насоси можуть втрачати робото здатність, про що буде свідчити низький тиск в контурі або його повна відсутність. Це відбувається при його природному зносі. Також причиною недостатнього тиску може бути редуційний клапан, який може забруднитись, або пружина, яка навантажує клапан може втратити свої властивості. Можливий перекіс клапана, та в результаті його некоректна робота.

2 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Для розрахунку насоса необхідні наступні дані:

- витрата $Q_d = 4,6 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 76,7 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$;
- тиск $p = 0,4 \text{ МПа} = 4 \text{ кгс/см}^2$;
- частота обертання ротора $n = 1500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$;
- густина рідини, що перекачується $\rho = 820 \text{ кг/м}^3$;
- температура рідини $t = 20^\circ\text{C}$ №;
- об'ємний ККД $\eta_{\text{об}} = 0,85$;
- механічний ККД $\eta_{\text{мех}} = 0,85$.

2.1 Розрахунок геометрії зубчатої передачі

2.1.1 Визначення основних геометричних параметрів зубчатого колеса

Для попереднього визначення модуля зачеплення m при кутовій швидкості шестерні $u = 7 \div 20 \text{ м/с}$ (де перша цифра являється граничною кутовою швидкістю для звичайних насосів, а друга – для насосів з примусовим живленням від допоміжного насоса або з наддувом баку) та відношення $\frac{b}{m} = 6 \div 9$ (b – ширина шестерні) часто використовують емпіричну формулу, мм:

$$m = (0,24 \div 0,44) \sqrt{Q_d}, \quad (2.1)$$

де Q_d – дійсна витрата рідини, л/хв.

$$m = (0,24 \div 0,44) \cdot \sqrt{76,7} = 2,1 \div 3,85 \text{ мм.}$$

За ГОСТ 9563-60 [1] обираємо нормальний модуль евольвентного зубчатого колеса, наближений до отриманого значення $m = 4$.

В насосах зазвичай приймають шестерні з малою кількістю зубців (найбільш часто в межах $z = 8 \div 14$), оскільки шестерні з малою кількістю зубців та більшим модулем мають значно менші габарити, ніж шестерні з малим модулем та більшою кількістю зубців, забезпечуючи ту ж продуктивність. Тому для подальшого розрахунку обираємо шестерню з кількістю зубців $z = 12$.

Ширину шестерні визначаємо за формулою:

$$b = \frac{Q}{6,5 \cdot m^2 \cdot z \cdot n \cdot \eta_0}, \quad (2.2)$$

де Q – дійсна подача, м³/с;
 n – кількість обертів, об/с;
 $\eta_0 = 0,9$ – об'ємний ККД;
 z - кількість зубців, шт;
 b – ширина зуба, мм.

$$b = \frac{0,0013}{6,5 \cdot (4 \cdot 10^3)^2 \cdot 12 \cdot \left(\frac{1500}{60}\right) \cdot 0,85} = 48,1 \cdot 10^{-3}.$$

Приймаємо ширину зуба $b = 48$ мм.

2.2 Визначення продуктивності насоса

Робочий об'єм насоса визначаємо за формулою:

$$q = 6,5 \cdot m^2 z b, \quad (2.3)$$
$$q = 6,5 \cdot 4^2 \cdot 12 \cdot 48 \cdot 10^{-9} = 59,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

де q - робочий об'єм насоса, м^3 .

За визначеним робочим об'ємом насоса визначаємо теоретичну (розрахункову) продуктивність:

$$Q_T = n \cdot q, \quad (2.4)$$
$$Q_T = 25 \cdot 59,9 \cdot 3600 \cdot 10^{-6} = 5,39 \frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}}$$

Питома продуктивність визначається за формулою, см^3 :

$$q' = \frac{Q_T}{bn}, \quad (2.5)$$

де q' - питома продуктивність, м^2 .

Q_T – теоретична витрата рідини, $\text{м}^3/\text{ГОД}$;

n – частота обертання валу, об/хв.;

b – ширина зуба, м.

$$q' = \frac{5,9}{48 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cdot 10^3} = 0,075 \text{ м}^2.$$

2.3 Визначення основних розмірів корегованого зуба

Основні параметри корегованого зуба наведені в 2.2 [1, с.138]. Для всіх лінійних величин, які визначають геометрію елементів профілю зуба, дані їх значення для модуля, рівного одиниці.

A_d - відстань між центрами:

$$\begin{aligned} A_d &= A_0 m, & (2.6) \\ A_d &= 12 \cdot 4 = 48 \text{ мм;} \end{aligned}$$

D_e - діаметр окружності головок

$$\begin{aligned} D_e &= D_{e1} m, & (2.7) \\ D_e &= 15 \cdot 4 = 60 \text{ мм,} \\ R_e &= 30 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Визначаємо геометричні розміри та інші параметри насоса по таблиці 2.2 для кількості зубців $z = 12$.

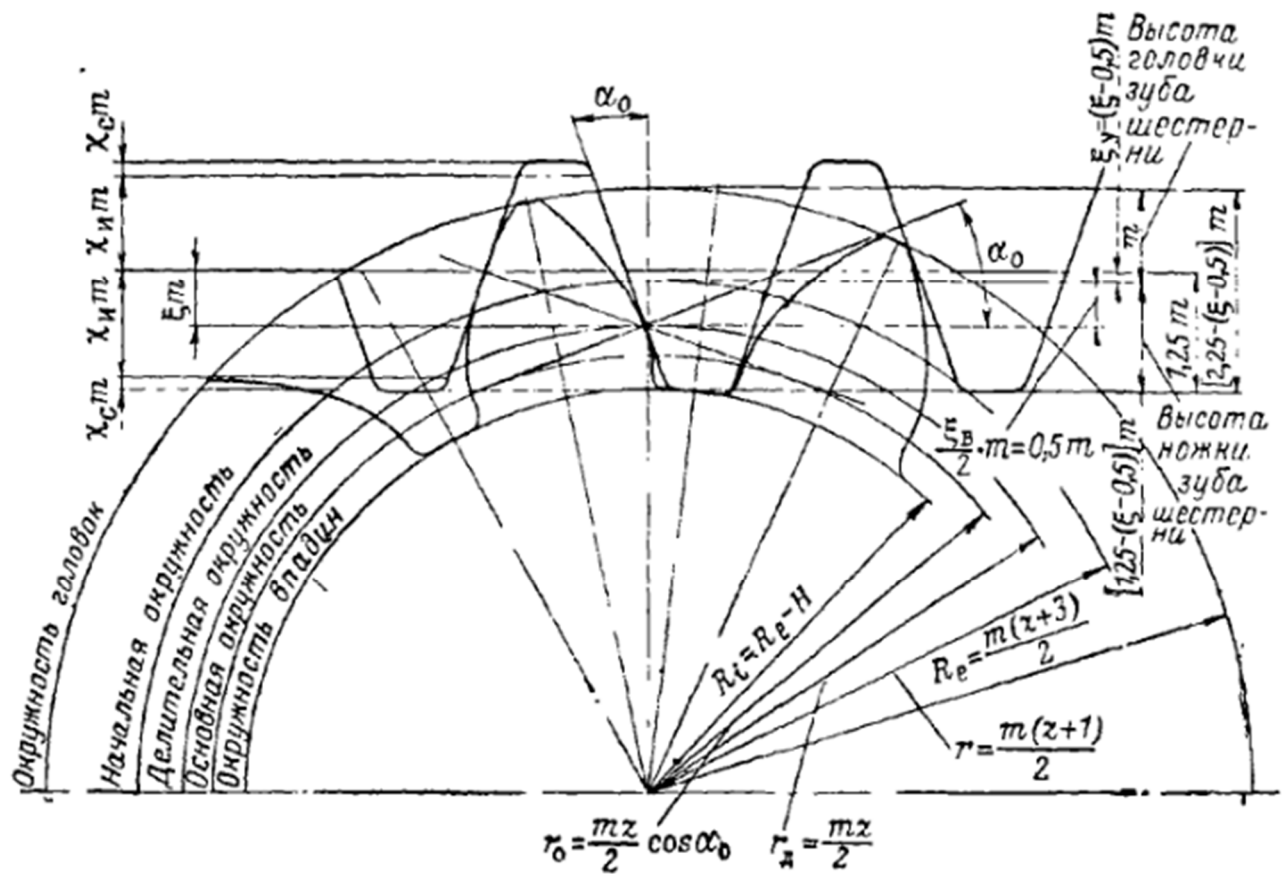


Рисунок 2.2 – Зачеплення позитивної шестерні ($\xi_b = 0,5$) з вихідною основною рейкою

Таблиця 2.1 – Основні дані рекомендованих позитивних шестерень

Параметри	Умовні позначення	Для модуля рівному одиниці	Для модуля m	Результат
Кількість зубців	z	12	–	12
Теоретична відстань між центрами, мм	A_0		$A_T = A_0 m$	48
Дійсна відстань між центрами, мм	$A_{д1}$	13	$A_d = A_{д1} m$	52
Діаметр початкової окружності, мм	d_1		$d = d_1 m$	

Продовження таблиці 2.1

Параметри		Умовні позначення	Для модуля рівному одиниці	Для модуля m	Результати
Діаметр окружності головок, мм		D_{e1}	15	$D_e = D_{e1}m$	60
Діаметр окружності впадин, мм		D_{l1}	10,649	$D_l = D_{l1}m$	42,596
Діаметр основної окружності, мм		d_{01}	11,2763	$d_0 = d_{01}m$	45,1052
Основний крок, мм		t_{01}	2,9521	$t_0 = 2,9521m$	11,8084
Кут зачеплення передачі		α	$29^\circ 50'$	α	$29^\circ 50'$
Профільне зміщення рейки, мм		ξ	0,5745	ξm	2,298
Розміри для зубоміру	Товщина зуба по початковій окружності, мм	s_1	1,6572	$s = s_1 m$	6,6288
	Висота, мм	h'_1	1,0531	$h = h'_1 m$	4,2124
Розмір блочної скоби на 2 зуби, мм		M_1	4,9888	$M = M_1 m$	19,9552
Товщина вершини зуба, мм		S_{e1}	0,3517	$S_e = S_{e1} m$	1,4068
Боковий зазор між зубами (по дузі початкової окружності), мм		Δ_l	0,08	$\Delta = 0,08 m$	0,32
Ступінь перекриття		ε	1,7	ε	1,7

Продовження таблиці 2.1

Параметри		Умовні позначення	Для модуля рівному одиниці	Для модуля m	Результати
Розміри розвантажувальної канавки	Відстань від осі до початку канавки, мм	c_{max1}	1,16	$c_{max} = c_{max1}m$	4,46
	Глибина на кожному торці, мм	y'_1	4,8 $\cdot 10^{-6}$	$y' = y'_1m$ $y = y'bn$	0,192 $\cdot 10^{-6}$

Приймаємо, що канавки мають на обох сторонах глибину $3^{-0,5}$ мм.

Площина піджимання визначається за формулою:

$$S_{\Pi} = \frac{\pi}{2} \left(R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_2}{r_2}} \right), \quad (2.8)$$

$$S_{\Pi} = \frac{3,14}{2} \left(30^2 - \frac{21,298^2 - 24^2}{2 \ln \frac{21,298}{24}} \right) = 608,5 \text{ мм}^2.$$

Знос центра ваги площини:

$$y = A \frac{R_e^3 - \frac{R_i^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_i}{r_2}}}{R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}}}, \quad (2.9)$$

де $A = 0,3$ – приймають для приблизних розрахунків.

$$y = 0,3 \cdot \frac{30^3 - \frac{21,298^3 - 24^3}{3 \ln \frac{21,298}{24}}}{17^2 - \frac{21,298^2 - 24^2}{2 \ln \frac{21,298}{24}}} = 11,9 \text{ мм.}$$

Визначаємо координату y_3 :

$$S_3 = S_1 - S_2 - S_{\text{п}}, \quad (2.10)$$

де

$$S_1 = \frac{\pi D_e^2}{4}, \quad (2.11)$$

$$S_1 = \frac{3,14 \cdot 60^2}{4} = 2826 \text{ мм}^2,$$

$$S_2 = \frac{R_e^2}{2} \left(\frac{\pi}{180} \alpha - \sin \alpha \right), \quad (2.12)$$

$$\alpha = 2 \text{ arc cos } \frac{r}{R_e}, \quad (2.13)$$

$$\alpha = 2 \text{ arc cos } \frac{26}{30} = 56^\circ 9' = 0,864739 \text{ рад,}$$

$$S_2 = \frac{30^2}{2} (1,04463 - 0,864739) = 80,95 \text{ мм}^2,$$

Тоді

$$S_3 = 2826 - 80,95 - 608,5 = 2136,4 \text{ мм}^2.$$

Звідки

$$D_3 = \sqrt{\frac{S_3 \cdot 4}{\pi}}, \quad (2.14)$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{2136,4 \cdot 4}{3,14}} = 52,16 \text{ мм.}$$

$$y_3 = y \frac{S}{S_3}, \quad (2.15)$$

$$y_3 = 11,9 \cdot \frac{608,5}{2136,4} = 3,4 \text{ мм.}$$

Відстань між центрами окружностей з діаметрами 37 та 27,55 становить 3,4 мм.

Отже, мінімальна відстань від зовнішньої окружності кільця до зовнішньої окружності підп'ятника становить:

$$30 - (26,08 + 3,4) = 0,52 \text{ мм.}$$

3 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Визначення опорних реакцій шестерні

В зв'язку з тим, що тиск нагнітання в сучасних шестерних насосах дуже високий, то цапфи та підшипники підвернені значним навантаженням, визначати які необхідно більш точно, ніж прийнято в даний час.

Як видно з рисунку 3.1, в момент початку зачеплення в точці А рівнодіюча сила тиску рідини в зоні нагнітання буде меншою, ніж при зачеплення в точці К, в чому легко переконатися порівнянням хорд AF_2 та KF_2 . Окрім того, при зачепленні в точці К сила тиску на зуб N_d має максимальне значення, а в точці А рівна нулю.

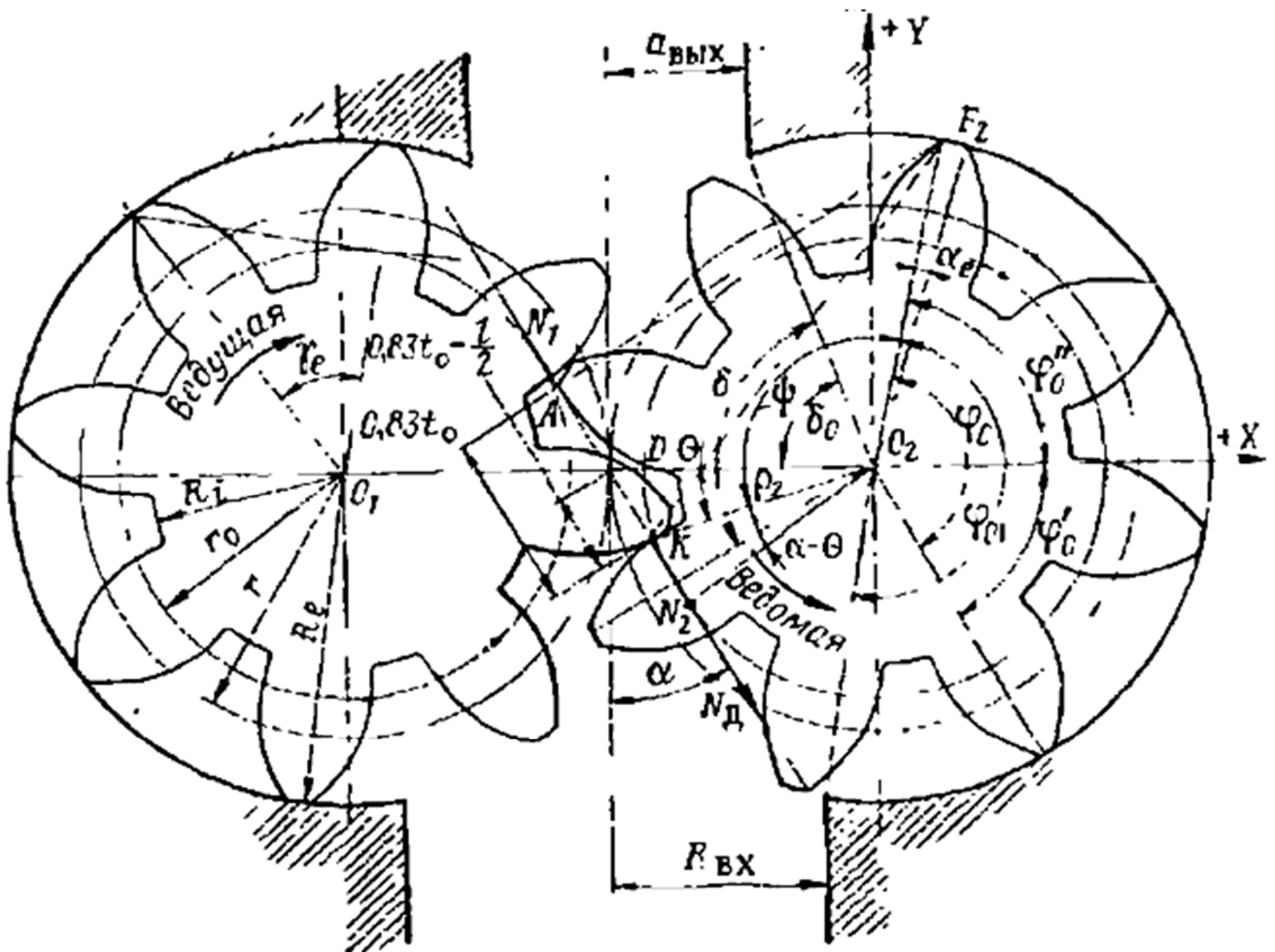


Рисунок 3.1

Ці міркування виправдовують вибір вказаного положення ведомої шестерні для розрахунку навантаження на опори.

Для прийнятої нами точки зачеплення К величина p_x близька до середнього значення p (надлишкове над всмоктувальним), рівне середньому виміряному тиску.

Відстань від центру ведомої шестерні до обраної точки зачеплення К визначається з прямокутного трикутника O_2N_2K :

$$\varrho_2^2 = r_0^2 + \left(r_0 \tan \alpha - \left(0,83t_0 - \frac{l}{2} \right) \right)^2, \quad (3.1)$$

$$\varrho_2^2 = 11,2763^2 + \left(11,2763 \cdot \tan 30^\circ - \left(0,83 \cdot 11,8 - \frac{11,8 \cdot 1,7}{2} \right) \right)^2 = 172,6 \text{ мм}^2,$$

$$\varrho_2 = \sqrt{172,6} = 13,14 \text{ мм.}$$

Кут θ між ϱ_2 та віссю X знаходимо з трикутника O_2KD в якому катет KD :

$$KD = \left(0,83t_0 - \frac{l}{2} \right) \cos \alpha, \quad (3.2)$$

$$\theta = \arcsin \frac{\left(0,83t_0 - \frac{l}{2} \right) \cos \alpha}{\varrho_2},$$

$$\theta = \arcsin \frac{\left(0,83 \cdot 11,8 - \frac{11,8 \cdot 1,7}{2} \right) \cos 30^\circ}{13,14} = 4,6^\circ.$$

Кут між радіусом-вектором, проведеним в крайню точку евольвенти зуба, та радіусом основної окружності, проведеним в точку дотичну, визначаємо з рівності:

$$\gamma_e = \arccos \frac{r_0}{R_e}, \quad (3.3)$$

$$\gamma_e = \arccos \frac{11,2763}{15} = 39,3 \text{ inv } \gamma_e = 0,751753.$$

Кут ψ від прийнятої точки зачеплення до вершини зуба, який обмежує зону високо тиску визначаємо:

$$\psi = \frac{2\pi}{z}(n_1 + 1) - inv\gamma_e + inv(\alpha - \theta) - a_e, \quad (3.4)$$

де n_1 – в сучасних насосах приймають рівну 2.

$$a_e = \frac{\pi}{14} - 2(inv\gamma_e - inv\alpha), \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{2 \cdot 3,14}{12}(2 + 1) - 0,133 + 0,0315 - \frac{3,14}{14} - 2(0,133 - 0,0537) = \\ &= 0,861 \text{ рад} = 62,96^\circ. \end{aligned}$$

Кут від початку перехідної зони до лінії всмоктування (до кромки вхідного вікна) знайдемо з рівності:

$$\varphi_{01} = \arcsin \frac{r - R_{\text{вх}}}{R_e} + \frac{3\pi}{2} - (\psi - \theta), \quad (3.6)$$

$$\varphi_{01} = \arcsin \frac{13,1557 - 10}{30} + \frac{3 \cdot 180}{2} - (62,96 - 4,6) = 213,4^\circ.$$

Кут на якому знаходиться перехідна зона від нагнітання до всмоктування, визначимо виходячи з кількості кутових кроків n_2 , в куті φ_{01} :

$$\varphi_{01} \frac{z}{2\pi} = n_2!, \quad (3.7)$$

$$\varphi_{01} \frac{z}{2\pi} = 213,4 \cdot \frac{12}{2 \cdot 180^\circ} = 8 + 0,03,$$

Отже $n_2 = 8$

$$\varphi_0 = \frac{2\pi}{z} n = \frac{360}{12} \cdot 8 = 205^\circ. \quad (3.8)$$

Розбиваємо кут φ_0 на дві частини, як показано на рисунку 3.2, які розділені віссю X , та знаходимо кожний з них

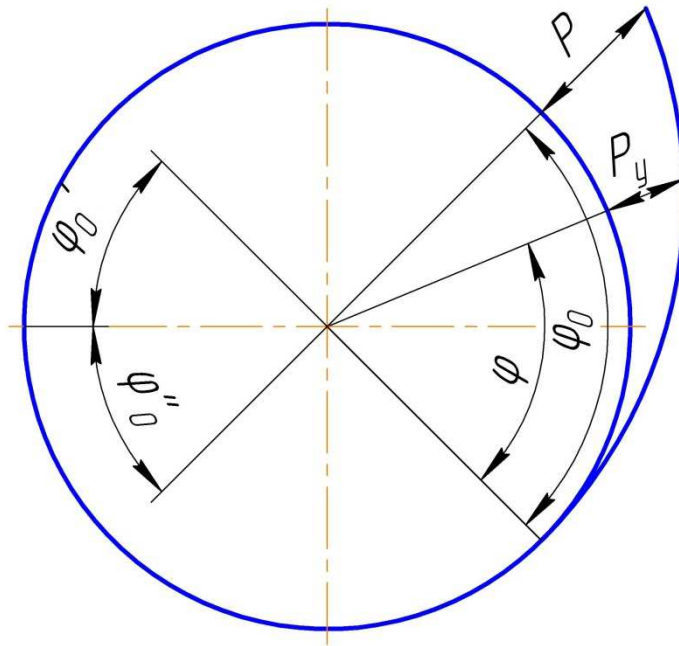


Рисунок 3.2

$$\varphi_0'' = \pi - (\psi - \theta), \quad (3.9)$$

$$\varphi_0' = \varphi_0 - \varphi_0'', \quad (3.10)$$

$$\varphi_0'' = 180 - (62,96 - 4,6) = 112,44^\circ,$$

$$\varphi_0' = 205 - 112,44 = 92,56^\circ.$$

Проекції на вісі X та Y гідравлічних сил, що діють зі сторони нагнітання, знайдемо, як проекції сил, що діють на KF_2 , або як суму проекцій сил, що діють на O_2K та O_2F_2 :

$$P_{rx} = pb[\varrho_2 \sin \theta + R_e \sin(\psi - \theta)], \quad (3.11)$$

$$P_{ry} = pb[R_e \cos(\psi - \theta) - \varrho_2 \cos \theta], \quad (3.12)$$

$$P_{rx} = 4 \cdot 24 \cdot [1,31 \cdot \sin 4,6 + 3,0 \cdot \sin(62,96 - 4,6)] = 154,3 \text{ кгс},$$

$$P_{ry} = 4 \cdot 24 \cdot [3,0 \cdot \cos(62,96 - 4,6) - 1,31 \cdot \cos 4,6] = -54,4 \text{ кгс}.$$

Проекції на осі X та Y гідравлічних сил, діючих в перехідній зоні від нагнітання до всмоктування:

$$P'_{rx} = -\frac{pbR_e}{\pi} (\pi \sin \varphi''_0 + \cos \varphi''_0 - \cos \varphi'_0), \quad (3.13)$$

$$P'_{ry} = -\frac{pbR_e}{\pi} (\sin \varphi'_0 + \sin \varphi''_0 - \pi \cos \varphi''_0), \quad (3.14)$$

$$P'_{rx} = -\frac{4 \cdot 24 \cdot 3,0}{3,14} (3,14 \cdot 0,9242 - 0,3817 + 0,0446) = -92 \text{ кгс},$$

$$P'_{ry} = -\frac{4 \cdot 24 \cdot 3,0}{3,14} (0,999 + 0,9242 - 3,14 \cdot (-0,3817)) = -375 \text{ кгс}.$$

Крутний момент, який передається від шестерні:

$$M_k = pb \frac{R_e^2 - r_2^2}{2\eta_m}, \quad (3.15)$$

де η_m – можна прийняти рівним 0,7 – 0,85 для нагнітаючих насосів.

$$M_k = 4 \cdot 2,4 \cdot \frac{3,0^2 - 1,31^2}{2 \cdot 0,85} = 41 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Нормальний тиск на зуб:

$$N_d = \frac{M_k}{r_0}, \quad (3.16)$$

$$N_d = \frac{41}{22,55} = 1,82 \text{ кгс}.$$

Проекції на вісі X та Y нормального тиску:

$$N_{dx} = N_d \sin \alpha, \quad (3.17)$$

$$N_{dy} = -N_d \cos \alpha, \quad (3.18)$$

$$N_{dx} = 1,82 \cdot 0,5 = 0,91 \text{ кгс},$$

$$N_{dy} = -1,82 \cdot 0,866 = -1,57 \text{ кгс}.$$

Проекції рівнодіючих цих сил на вісі X та Y :

$$X = P_{rx} + P'_{rx} + N_{dx}, \quad (3.19)$$

$$Y = P_{ry} + P'_{ry} + N_{dy}, \quad (3.20)$$

$$X = 154 - 92 + 0,91 = 62,6 \text{ кгс},$$

$$Y = -54,4 - 375,1 - 1,57 = -431,2 \text{ кгс}.$$

Рівнодіюча цих сил:

$$P = \sqrt{X^2 + Y^2}, \quad (3.21)$$

$$P = \sqrt{62,6^2 + 431,2^2} = 435,7 \text{ кгс}.$$

Опорні реакції відомих шестерні:

$$R_A = R_B = \frac{P}{2} = \frac{435,7}{2} = 217,8 \text{ кгс}.$$

3.2 Розрахунок підшипника ковзання

Надійність ковзаючого підшипника орієнтовно можна визначити за величиною питомого тиску на підшипник.

В проектуваній конструкції насоса конструктивно втулка являється підшипником кочення. Обраний матеріал втулки є матеріалом підшипників ковзання. Оскільки насос перекачує змащувальні рідини, то змащувальною рідиною підшипника слугує робоча рідина.

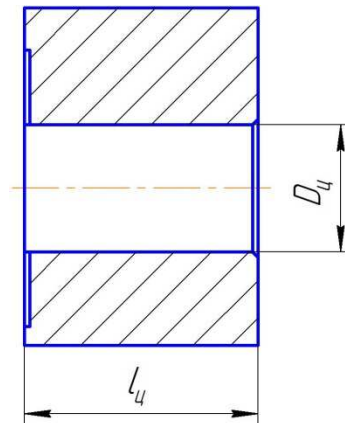


Рисунок 3.3

Максимальний питомий тиск k_{max} являє собою відношення максимальної реакції опори до площини проекції робочої поверхні підшипника:

$$k_{max} = \frac{R_A}{l_{ц}D_{ц}}, \quad (3.22)$$

де $D_{ц}$ та $l_{ц}$ – відповідно діаметр та довжина цапфи, см.

Розміри цапфи наступні: $D_{ц} = 1,83$ см, $l_{ц} = 3,36$ см.

$$k_{max} = \frac{217,8}{1,83 \cdot 3,36} = 35,4.$$

3.3 Розрахунок цапфи ведомої шестерні

Для подальшого розрахунку обираємо матеріал – сталь 16ХГТА.

Визначаємо міцність цапфи в перерізі $d - d$, з рисунку 3.4

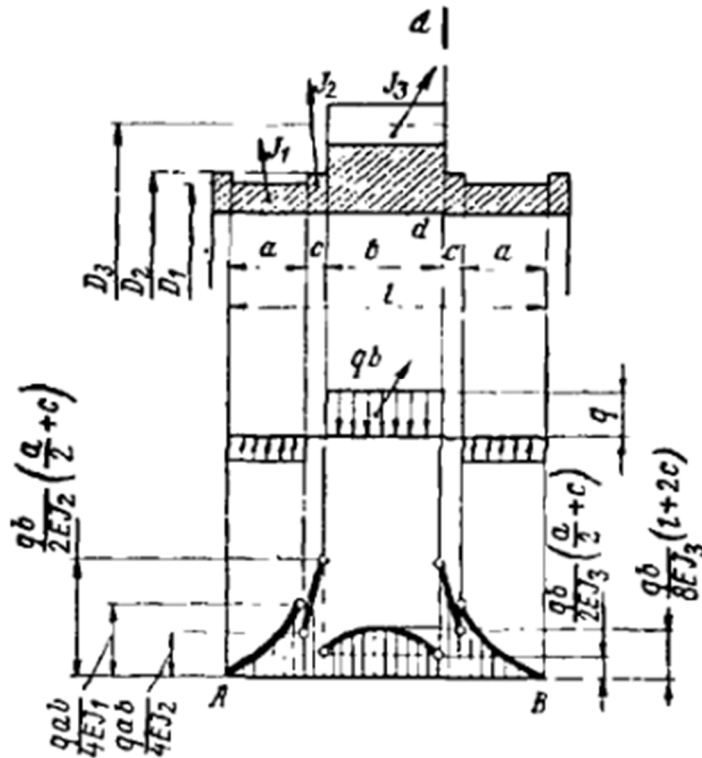


Рисунок 3.4 – Епюра згинаючого моменту шестерні

Згинаючий момент в перерізі $d - d$:

$$M_{\text{ц}} = R_A \cdot \left(\frac{a}{2} + c \right), \quad (3.23)$$

де $a = l_{\text{ц}}$ – ширина цапфи, см;

c – буртик упору підшипника, см.

$$M_{\text{ц}} = 217,8 \cdot \left(\frac{3,36}{2} + 0 \right) = 365,9 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Момент опору згинання в перерізі $d - d$:

$$W_{\text{ц}} = \frac{\pi}{32} \frac{D_{\text{ц}}^4 - d_{\text{ц}}^4}{D_{\text{ц}}^4}, \quad (3.24)$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр цапфи під посадкове місце підшипника;

$d_{\text{ц}}$ – половина діаметру цапфи під посадкове місце підшипника.

$$W_{\text{ц}} = \frac{3,14}{32} \cdot \frac{1,2^4 - 0,6^4}{1,2^4} = 0,56 \text{ см}^3.$$

Напруження згину в перерізі $d - d$:

$$\sigma_{\text{ц}} = \frac{M_{\text{ц}}}{W_{\text{ц}}}, \quad (3.25)$$
$$\sigma_{\text{ц}} = \frac{365,9}{0,56} = 649,2 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Запас міцності визначимо за формулою:

$$n_0 = \frac{5000}{3 \cdot \sigma_{\text{ц}}} = \frac{5000}{3 \cdot 649,2} = 2,56.$$

Визначаємо прогинання цапфи в перерізі $d - d$:

$$y = \frac{R_A a}{24E} \left[\frac{3a^2}{J_1} + \frac{10c(a+c)}{J_2} + \frac{2b(3a+6c+b)}{J_3} \right], \quad (3.26)$$

де $E = 2,1 \cdot 10^6 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$;

$$J_1 = J_2 = \frac{\pi}{64} (D_{ц}^4 - d_{ц}^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (1,83^4 - 0,915^4) = 0,52 \text{ см}^4,$$

$$J_3 = \frac{\pi}{64} (D_{ц3}^4 - d_{ц3}^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (4,4^4 - 2,2^4) = 17,2 \text{ см}^4.$$

Тоді

$$y = \frac{217,8 \cdot 3,36}{24 \cdot 2,1 \cdot 10^6} \left[\frac{3 \cdot 3,36^2}{0,52} + \frac{10 \cdot 0 \cdot (3,36 + 0)}{0,52} + \frac{2 \cdot 2,4 \cdot (3 \cdot 3,36 + 6 \cdot 0 + 2,4)}{17,2} \right] = 10 \text{ мкм.}$$

3.4 Розрахунок ресори

Розрахунок ресори проводимо на дотичні напруження, які виникають при передачі крутного моменту. В зв'язку з коливанням величини крутного моменту, ці напруження будуть перемінними з асиметричним циклом.

Величину середнього напруження на кручення τ_m можна отримати наступним чином:

а. потужність, яка передається ресорою:

$$N = \frac{pQ_T}{450\eta_{\text{мех}}}, \quad (3.27)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД.

Механічний ККД приймають рівним $\eta_{\text{мех}} = 0,8$.

$$N = \frac{4 \cdot 5,39}{450 \cdot 0,8} = 0,0599 \text{ л} \cdot \text{с.}$$

б. середній крутний момент

$$M_{кр} = 71620 \frac{N}{n}, \quad (3.28)$$
$$M_{кр} = 71620 \frac{0,0599}{1500} = 2,86 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

в. момент опору кручення

$$W_{кр} = \frac{\pi}{16} d_1^3, \quad (3.29)$$

де d_1 – діаметр ресори, приймаємо $d_1 = 18,3$ мм.

$$W_{кр} = \frac{3,14}{16} \cdot 1,83^3 = 1,2 \text{ см}^3.$$

г. середнє напруження на кручення

$$\tau_m = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (3.30)$$
$$\tau_m = \frac{2,86}{1,2} = 2,37 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

Коефіцієнт асиметричності циклу

$$r_{ц} = \left[1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4(z+1)} \right]^3, \quad (3.31)$$
$$r_{ц} = \left[1 - \frac{3,14^2 \cdot 0,98}{4 \cdot (12 + 1)} \right]^3 = 0,541.$$

Запас міцності визначаємо з формули:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_s}{\tau_m} \cdot \frac{1}{1 + 1,4 \frac{1 - r_{ц}}{1 + r_{ц}}}, \quad (3.32)$$

де τ_s – межа текучості, тобто дотичне напруження при якому остаточні деформації досягають 0,2 %.

$$n_{\tau} = \frac{5500}{120,2} \cdot \frac{1}{1 + 1,4 \frac{1 - 0,541}{1 + 0,541}} = 10,5.$$

3.5 Розрахунок корпусу

Розрахунок корпусу зводиться до визначення перерізів каналів на лініях всмоктування та нагнітання та розрахунку на міцність стінок корпусу.

Якщо до насоса пред'явлені вимоги можливості реверсивної роботи, то камери нагнітання та всмоктування повинні бути конструктивно однаковими.

В інших випадках камера всмоктування за умовами покращення заповнення впадин робляться значно ширше, ніж вікно нагнітання.

На рисунку 3.5 розмір вікна нагнітання визначається кутом β_2 . Виконання цього вікна у вигляді вузької щілини шириною b_1 робиться з ціллю зменшення навантаження на опори. З цією ж ціллю інколи роблять цю щілину несиметричною, зміщену в сторону менш навантаженої шестерні.

Кут β_1 , який визначається розмірами всмоктування, приймається в межах $45 - 90^\circ$. За умовами покращення входу та забезпечення без кавітаційної роботи слід обирати більше значення кута β_1 . Проте для шестерен з малою кількістю зубців та високим тиском нагнітання кут $\beta_1 = 90^\circ$ може виявитись занадто великим з точки зору опор від радіальних навантажень. Верхня межа кута β_1 тим більше неприпустима, оскільки він призведе до великих протікань та різкого зменшення об'ємного ККД.

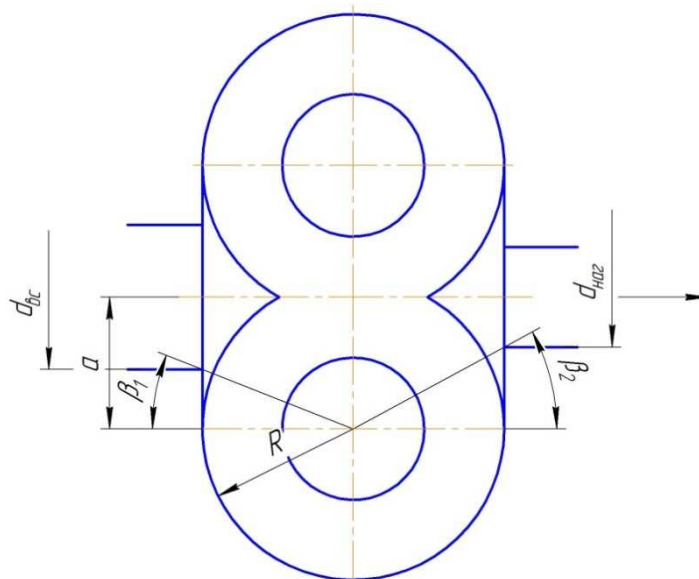


Рисунок 3.5

Площини перерізів напірного та всмоктувального вікон обирають з умови не перевищення допустимих швидкостей течії рідини, які можна вважати наступними для звичайних насосів без підкачки: на всмоктуванні - $v \leq 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, а на нагнітанні $v \leq 6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Отже обираємо наступні кути для визначення діаметрів всмоктувального та нагнітального патрубків відповідно: $\beta_1 = 1,85^\circ$, $\beta_2 = 21,15^\circ$.

Діаметр відповідного трубопроводу визначимо за формулою, мм:

$$d_i = 2(a - R \operatorname{tg} \beta_i), \quad (3.33)$$

де a – відстань від осі насосу до осі шестерні, яка становить $a = 22,6$ мм.

Швидкість потоку в патрубках визначимо за формулою, м/с:

$$v_i = \frac{4Q_d}{\pi d_i^2}, \quad (3.34)$$

Отже діаметри всмоктувального та напірного патрубків становлять:

$$d_{\text{вс}} = 2(22,6 - 30 \cdot \operatorname{tg} 15,6^\circ) = 28,4 \text{ мм},$$

$$d_{\text{наг}} = 2(22,6 - 30 \cdot \operatorname{tg} 25,6^\circ) = 16,5 \text{ мм}.$$

Тоді швидкості у відповідних патрубках буде становить:

$$v_{\text{вс}} = \frac{4 \cdot 4,6}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,0285^2} = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$v_{\text{наг}} = \frac{4 \cdot 4,6}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,0165^2} = 6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Отже обрані кути β_1 та β_2 задовольняють умову не перевищення швидкості.

Напруження в стінках корпусу мають максимальне значення на внутрішній поверхні та можуть бути визначені за формулою Ляме:

$$\sigma = p_{\text{нагн}} \frac{D_k^2 + D_e^2}{D_k^2 - D_e^2} \quad (3.35)$$

де D_k – зовнішній діаметр корпусу;

D_e – зовнішній діаметр шестерні або діаметр розточки корпусу;

$p_{\text{нагн}}$ – максимальний тиск нагнітання, при якому проводиться статистичне випробування корпусу, та яке перевищує робочий тиск нагнітання в $1,5 \div 2$ рази.

$$p_{\text{нагн}} = 2 \cdot 0,4 \cdot 10^6 = 0,8 \text{ МПа} = 8 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

$$\sigma = 8 \cdot \frac{7,0^2 + 5,2^2}{7,0^2 - 5,2^2} = 27,7 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

Для чугунного лиття отримане значення не повинне перевищувати 700 кгс/см^2 .

Конструктивно використовуємо втулки запресовані в корпус, тому необхідно провести розрахунок напруження від запресовки, які виникають в корпусі та у втулці.

Питомий тиск на поверхні контакту після запресовки, виражається наступним чином:

$$p = \frac{\delta}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (3.36)$$

де δ – максимальний діаметр натягу, мм;

d – номінальний діаметр сполучних поверхонь, мм;

E_1, E_2 – модулі пружності втулки та корпусу, $\frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$;

C_1, C_2 – коефіцієнти, які визначимо з формул:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad (3.37)$$

$$C_2 = \frac{D_k^2 + d^2}{D_k^2 - d^2} + \mu_1, \quad (3.38)$$

де d_1 – внутрішній діаметр втулки;

μ_1, μ_2 – коефіцієнт Пуассона матеріалу втулки та корпусу.

Модулі пружності для втулки та корпусу становлять $E_1 = 1,1 \cdot 10^4$ та $E_2 = 1,6 \cdot 10^4$.

Коефіцієнти Пуассона для корпусу та втулки становлять $\mu_1 = 0,25$ та $\mu_2 = 0,35$.

$$C_1 = \frac{52^2 + 18,3^2}{52^2 - 18,3^2} - 0,25 = 1,03,$$

$$C_2 = \frac{70^2 + 52^2}{70^2 - 52^2} + 0,25 = 3,11,$$

$$p = \frac{0,042}{52 \cdot \left(\frac{1,03}{1,1 \cdot 10^4} + \frac{3,11}{1,6 \cdot 10^4} \right)} = 203,4 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

Визначивши таким чином тиск p , визначимо викликане ним напруження у втулці, яке має максимальне значення на внутрішній поверхні та визначається з формули:

$$\sigma = -p \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2}, \quad (3.39)$$

$$\sigma = -203,4 \cdot \frac{2 \cdot 52^2}{52^2 - 18,3^2} = -464,3 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

Висновок: максимальна швидкість течії рідини у всмоктувальному та напірному трубопроводі 2 та 6 м/с відповідно, тому обрані кути β_1 та β_2 задовольняють умови нормальної роботи насоса. Розрахунки міцності показали нам, що обрана товщина стінки забезпечить міцність корпусу від внутрішнього тиску.

3.6 Розрахунок болтів

Проведемо розрахунок на розтягнення болтів.

Умова міцності болти:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} \quad (3.40)$$

де d – діаметр болта, м;

F – сила, що діє на вздовж болта, Н;

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження при розтягу, МПа.

Допустиме напруження при розтягу становить $[\sigma_p] = 125$ МПа.

Сила, що діє вздовж болта визначається з рівності:

$$F = p_{\text{нагн}} \cdot S, \quad (3.41)$$

де S – площа на яку діє тиск в насосі, м².

Площина на яку діє тиск в насосі становить:

$$S = \frac{\pi D_e^2}{4} + ((R_e + R_i) \cdot D_e), \quad (3.42)$$

$$S = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} + ((0,3 + 0,213) \cdot 0,6) = 0,59 \text{ м}^2.$$

$$F = 0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,59 = 472,3 \text{ кН.}$$

Оскільки в конструкції використовуємо 6 болтів, то у силу, що діє на болт ділимо на їх кількість, та отримуємо:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{472,3 \cdot 10^3}{6}}{3,14 \cdot 125 \cdot 10^6}} = 9,9 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Отже, як показують розрахунки, врахувавши силу зтяжки болтів, можемо для кріплення використовувати болти М10.

4 ПІДБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА ТА МУФТИ

4.1 Розрахунки для вибору електродвигуна

Для вибору електродвигуна необхідно визначити споживану потужність насоса.

Потужність на валу насоса визначаємо за формулою:

$$N_H = \frac{p \cdot Q_d}{\eta}, \quad (4.1)$$

де p – номінальний тиск насоса, Па;

Q_d – дійсна витрата насоса, м³/с;

η – ККД насоса.

Приблизне значення ККД насоса становить:

$$\eta = \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{об}} = 0,8 \cdot 0,85 = 0,68.$$
$$N_H = \frac{0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,00128}{0,68} = 751,6 \text{ Вт.}$$

Потужність на валу електродвигуна приймають більшою на 30 % отже:

$$N_{\text{дв}} = N_H + 1,3 = 751,6 \cdot 1,3 = 977,1 \text{ Вт.}$$

За отриманими даними обираємо електродвигун АИР80 А4 з потужність $p = 1,1$ кВт та частотою обертання $n = 1500 \frac{\text{об}}{\text{хв.}}$.

4.2 Вибір напівмуфти

Для передачі крутного моменту від електродвигуна до насоса використаємо: Муфта з зірочкою 16 – 12 – 1 – УЗ ГОСТ 14084 – 76.

5. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ

Обираємо шпонку з розмірами $b \times h \times l - 6 \times 6 \times 25$. Матеріалом шпонки обираємо Сталь 45. Глибина пазу $t = 2,5$ мм.

Проводимо розрахунки для визначення напруження на зминання та на зріз шпонки.

Напруження на зминання визначаємо за формулою, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (5.1)$$

де $d = d_1$ – діаметр ресори, мм;

M_{max} – максимальний крутний момент, Н · м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм.

Максимальний крутний момент визначаємо за формулою:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (5.2)$$

де $N_{max} = N_{дв}$ – максимальна потужність електродвигуна, Вт;

ω – кутова швидкість ротора, c^{-1} .

Кутову швидкість визначаємо:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (5.3)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ c}^{-1},$$

$$M_{max} = \frac{1,1 \cdot 10^3}{157} = 7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Робоча довжина шпонки визначається за формулою, мм:

$$l_p = l - b, \quad (5.4)$$
$$l_p = 25 - 6 = 19 \text{ мм.}$$

Підставляємо числові значення у формулу (5.1):

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 7}{18,3 \cdot 19 \cdot (6 - 3,5)} \cdot 10^3 = 23,6 \text{ МПа.}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3, \quad (5.5)$$

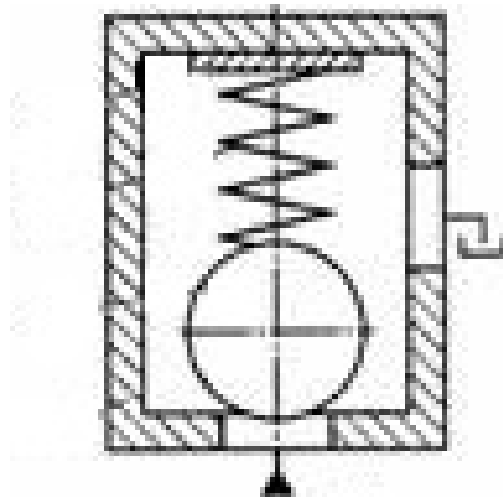
де d, l, b – підставляємо в мм;

M_{max} – підставляємо у Н · м.

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 7}{18,3 \cdot 25 \cdot 6} \cdot 10^3 = 7,5 \text{ МПа.}$$

6 Розділ з охорони праці

6.1 Розрахунок запобіжного клапану.



Запобіжний клапан прямої дії. (Рис. 6.1)

Кульковий запобіжний клапан має такі параметри: максимальна витрата рідини $Q = 1,28$ л/с, тиск на вході $P_1 = 0,4$ МПа, тиск на виході $P_2 = 0$, густина рідини $\rho = 820$ кг/м³. Визначити зусилля пружини в момент відкривання клапана і величину піднімання запірного елемента.

Визначимо перепад тиску у клапані:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 0,4 - 0 = 0,4 \text{ МПа.} \quad (6.1)$$

Площу перерізу клапанної щілини визначимо за формулою:

$$S_{пр} = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \Delta P} = \frac{1,28 \cdot 10^{-3}}{0,65 \sqrt{\frac{2}{820}} \cdot 0,4} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 1 \text{ мм}^2 \quad (6.2)$$

Діаметр вхідного каналу при швидкості рідини в ньому $V = 10$ м/с визначимо за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,28 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10}} = 0,0016 \text{ м} = 1,6 \text{ мм} \quad (6.3)$$

Зусилля пружини у момент відкривання клапана:

$$F_{\text{пр}} = P_1 \cdot S_{\text{пр}} = 0,4 \cdot 1 = 0,4 \quad (6.4)$$

Приймаємо діаметр кульки

$$D = 1,8 \cdot d = 1,8 \cdot 1,6 = 2.88 \text{ мм.} \quad (6.5)$$

Висота піднімання запірно-регульовального елемента:

$$z = \frac{S_{\text{пр}}}{\pi d} = \frac{1}{3,14 \cdot 1,6} = 0,2 \text{ мм} \quad (6.6)$$

Вимоги безпеки під час виконання робіт

Клапани, демонтовані з устаткування для ревізії і ремонту, як правило, повинні розбиратися і ремонтуватися в приміщенні, в умовах, що забезпечують чистоту і зручність робіт. При розбиранні необхідно дотримуватись такої черговості:

- видалити ковпак, установлений на шпильках (навернений корпус) над регульовальним гвинтом, звільнити пружину від напруги, для чого послабити контргайку регульованого гвинта і підняти його (вигвинтити) у верхнє положення;
- рівномірно послабити, а потім зняти гайки зі шпильок, що утримують на корпусі стакан пружин. Зняти стакан і оголити шпindel із пружиною. Перед знаттям стакана надати монтажні ризки на фланцях корпуса і його поверхні;

- видалити пружину з опорними шайбами й обережно поставити у вертикальному положенні в безпечному місці. Категорично забороняється кидати пружину, ударяти по ній;

звільнити стопорні болти регулювальних чопів;

- звільнити направляючий чіп і вийняти її з корпусу разом із регульованим чином. Якщо направляючий чіп щільно сидить у гнізді, варто постукати молотком по корпусі клапану місці посадки;

- видалити регульований чіп сідла клапана. Якщо поверхня чіпа ушкоджена незначно, не рекомендується роботи відновлення сідла, не вивертаючи його з гнізда в корпусі.

Очищення деталей клапанів.

Всі деталі клапана варто очистити від бруду шляхом промивання їх у керосині. Після цього провести огляд клапана з метою виявлення дефектів у деталях. Насамперед необхідно оглянути поверхні сідла і золотника, а також пружину для визначення ступеня її ушкодження і відсутності тріщин.

При необхідності додаткового зачищення деталей повинно застосовуватися тонкий скляний папір. Використовувати для цієї цілі наждаковий папір – **ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ**.

Відновлення деталей клапанів.

Відновлення поверхонь сідла і золотника, їхніх серйозних ушкоджень повинно провадитися шляхом механічного опрацювання з метою відновлення геометрії і видалення дефектних місць із наступним притиранням.

Незначні ушкодження поверхонь сідла з золотника усуваються шляхом притирання.

Притирання поверхонь золотника і сідла повинні провадитися роздільно й особо старанно спеціальними притирами, виготовленими з чавуна.

Поверхні після притирання їх повинні мати поверхню, що забезпечує щільність затвора клапана.

7 Економічний розділ

7.1 Структура управління підприємством.

Організаційні структури управління підприємством

Для того щоб уникнути кризових явищ, топ-менеджмент має здійснювати ефективне керівництво процесом розвитку підприємства, насамперед через систему управління, створюючи ефективну організаційну структуру.

Організаційна структура управління підприємством є засобом сприяння досягнення менеджерами своїх цілей. Оскільки цілі є похідними від загальної стратегії підприємства, тісний зв'язок стратегії та структури цілком логічний. Відповідно організаційна структура має дотримуватися певної стратегії. І якщо менеджери здійснюють вагомі зміни у своїй організаційній стратегії, вони мають модифікувати організаційну структуру задля пристосування до цих змін та їх підтримання. Відповідно до організаційної структури підприємства розробляється система управління підприємством.

З часом організаційна структура і система управління підприємством можуть зазнавати певних змін. Припускаючи, що процес розвитку організаційної структури є циклічним, можна виділити в її розвитку три фази: рівноваги; дисгармонії та зміни. На першій фазі організаційна структура управління відповідає за змістом та формою потребам підприємства. На другій фазі спочатку непомітно, а далі все суттєвіше простежується дисбаланс між фактичним і необхідним станом системи під впливом активно діючих внутрішніх та зовнішніх чинників. Застосовуючи відповідний набір методів управління, система на третьому етапі, фазі змін переводиться з розбалансованого стану в стан рівноваги.

Організаційна структура управління підприємством - основа системи управління, яка визначає склад, підпорядкованість та взаємодію її елементів окреслює необхідну кількість управлінського персоналу, здійснює його розподіл за підрозділами, регламентує адміністративні, функціональні та інформаційні взаємовідносини між працівниками апарату управління та підрозділами, встановлює права, обов'язки і відповідальність менеджерів тощо.

Зв'язки між елементами системи управління, які визначають відповідний тип організаційної системи управління підприємством, поділяють на:

- лінійні - виникають між підрозділами та керівниками різних рівнів управління і передбачають підпорядкованість одного керівника іншому;

- функціональні - характеризують взаємодію керівників, які виконують певні функції на різних рівнях управління, проте між ними не існує адміністративного підпорядкування;

- міжфункціональні - мають місце між підрозділами одного рівня управління.

Завдання менеджера в процесі управління полягає в тому, щоб надати всім компонентам підприємства такої форми та об'єднати їх так, аби підприємство було одним цілим і функціонувало цілеспрямовано. Саме тому на будь-якому підприємстві існує певна підпорядкованість між його складовими та рівнями менеджменту, чіткий розподіл влади, прав та відповідальності.

Для відображення структурних взаємозв'язків основних рівнів та підрозділів підприємства, їх підпорядкованості на практиці використовують певні схеми організаційної структури управління. Такі схеми є лише скелетом системи управління, оскільки не розкривають склад та зміст функцій, прав та обов'язків підрозділів та посадових осіб.

Типи організаційних структур управління підприємством

Залежно від існуючих зв'язків між елементами системи управління виділяють лінійну, функціональну, лінійно-функціональну, дивізійну, матричну організаційні структури та ін.

Лінійна організаційна структура управління

Між елементами цієї структури існують лише одноканальні зв'язки.

Підприємства виникають як організації з простою структурою. У плануванні організації відображається її власник у ролі президента з усіма службовцями, які безпосередньо йому підпорядковуються. Проста (лінійна) структура визначається не наявністю, а відсутністю в ній будь-яких характеристик. Маємо низький рівень спеціалізації, нечисленні правила, за якими здійснюється діяльність, та

централізацію повноважень у руках однієї особи - власника. Проста організація є "малоступеневою". Вона переважно складається з двох-трьох вертикальних рівнів та аморфної групи уповноважених службовців, які мають право централізовано приймати рішення. Проста структура найчастіше зустрічається у малому бізнесі, де менеджер і власник виступають в одній особі. Вона мобільна, потребує незначних витрат. Зі зростанням розмірів підприємства процес прийняття рішень ускладнюється, проста структура втрачає переваги, оскільки обмеженість її можливостей призводить до переобтяження керівної верхівки.

Правила простої структури поступаються більш формалізованим правилам зі зростанням обсягів виробництва або продажу, зі збільшенням чисельності працівників та управлінського персоналу. В цьому випадку формуються нові рівні менеджменту для координування діяльності підприємства. З функціонального і товарного способів департаменталізації постали дві найпопулярніші версії бюрократичного планування, які називають функціональною та дивізіональною структурами відповідно.

Функціональна організаційна структура управління

Передбачає поділ функцій управління між окремими підрозділами апарату управління. При цьому кожний виробничий підрозділ одержує розпорядження одночасно від кількох керівників функціональних відділів. Функціональна структура розширює функціональну орієнтацію, роблячи її панівною формою для підприємства. Переваги функціональної структури виникають унаслідок спеціалізації праці. Об'єднання подібних спеціальностей дає змогу заощадити витрати на масштабах, мінімізує дублювання функцій персоналу та устаткування і забезпечує службовцям комфорт і задоволення, оскільки дає їм змогу розмовляти "тією мовою, що й їхні колеги". Серед головних недоліків функціональної системи те, що в гонитві за функціональними цілями підприємство часто забуває про свої найголовніші інтереси. Цілковиту відповідальність можна покласти на якийсь один відділ, отже службовці окремих відділів ізолюються від інших і погано розуміються на обов'язках працівників інших відділів

Дивізійна організаційна структура управління

Це структура, що складається з самодостатніх відділів або підрозділів. Спираючись на товарну департаменталізацію, кожний підрозділ загалом зберігає самостійність, за якою його менеджер відповідає за результативність і має цілковите право приймати стратегічні та поточні рішення. За цією системою управління лише стратегічні функції управління здійснюються централізовано на корпоративному рівні, а кожен виробничий підрозділ має власну розгалужену структуру управління, яка забезпечує автономне його функціонування.

Головною перевагою дивізійної структури є її орієнтація на результати. Менеджери підрозділів цілковито відповідають за вироблену продукцію. Крім того дивізійна структура звільняє персонал центрального офісу від повсякденних виробничих деталей, а отже, вони можуть приділити увагу довгостроковому та стратегічному плануванню.

Головний недолік дивізійної структури - дублювання діяльності та ресурсів. Наприклад, кожний підрозділ може мати відділ маркетингових досліджень. За відсутності самостійних підрозділів усі маркетингові дослідження підприємства можуть централізуватися й виконуватися коштом тих витрат, яких потребує дивізіоналізація.

Лінійно-функціональна організаційна структура управління передбачає розподіл повноважень і відповідальності за функціями управління й прийняття рішень по вертикалі. При цьому управління організоване за лінійною схемою, а функціональні підрозділи апарату управління допомагають лінійним керівникам вирішувати управлінські завдання.

Матрична організаційна структура управління. Якщо функціональна структура пропонує переваги, які дістаються від спеціалізації, дивізійна структура більше зосереджується на результатах, однак втрачає від дублювання діяльності та ресурсів, то матрична структура поєднує переваги функціональної спеціалізації із зосередженістю та відповідальністю, які надає товарна департаменталізація. Поряд

із лінійними керівниками підприємства і раціональним апаратом управління за матричної структури формують ще й тимчасові проектні групи.

Унікальною характеристикою матриці є те, що службовці в Цій структурі мають принаймні двох начальників: менеджера функціонального відділу та менеджера відділу продукції або керівника проекту. Останній здійснює керівництво функціональними службовцями, які є частиною групи менеджера проекту, однак повноваження розподіляються між обома менеджерами. Менеджер проекту переважно здійснює керівництво службовцями групи проекту в тому, що стосується цілей проекту, проте рішення щодо просування по службі, рекомендованої заробітної плати і щорічного перегляду цих даних залишаються прерогативою менеджера функціонального відділу. Задля ефективної праці менеджер проекту і менеджер функціонального відділу мають регулярно спілкуватися й координувати вимоги до своїх спільних підлеглих.

Перевага матриці полягає насамперед в здатності сприяти координації неоднорідного комплексу складних і взаємопов'язаних проектів та водночас дотримуватись економії, одержаної завдяки згрупуванню функціональних фахівців. Головні вади матриці - створювана нею плутанина та її схильність загострювати боротьбу за владу. Позбувшись послідовного керівництва, істотно поглиблюється двозначність. Плутанину спричинює нерозуміння того, хто перед ким звітуватиме. Відповідно, така плутанина і двозначність породжують боротьбу за владу.

Наприклад, матрична структура управління використовується в американському концерні "Motorola". Так, на чолі українського представництва "Motorola" стоїть керівник, який постійно перебуває в Україні й виконує функції головного адміністратора. При цьому кожний співробітник представництва (всього їх - 20 і майже всі мають статус менеджерів) підпорядкований директору свого напрямку, який відповідає за Східноєвропейський регіон. Наприклад, департамент мобільних телефонів є підзвітним директору цього напрямку у Великій Британії. Департаменти PR і безпроводних комунікацій контролюються директорами з

Німеччини. Фінансова діяльність контролюється московським офісом "Motorola". АНР-менеджер з України керує роботою свої колег у Східній Європі, Азії та Африці. Таким чином компанія позбавляється від багатоступеневої ієрархії, має не більше 6 ступенів підпорядкованості.

Групова структура.

За умов використання групової структури підприємство утворюють робочі групи або команди, які здійснюють його діяльність. Члени команди мають повноваження ухвалювати рішення, які позначатимуться на них, оскільки в такому робочому середовищі не буває чіткої послідовності керівництва.

Організація без кордонів.

Цей тип організації управління підприємством не обмежується рамками або категоріями, нав'язуваними традиційними структурами, він стирає історичні кордони навколо підприємства, посилюючи його залежність від зовнішнього середовища. Замість створення функціональних спеціальностей, зосереджених у відділах, які виконують окремі завдання, у цій структурі згруповують службовців для набуття певних базових знань. Організації без кордонів - це малоступеневі компанії, які намагаються усунути вертикальні, горизонтальні та міжорганізаційні бар'єри. Появі таких організацій, які можуть швидко реагувати на зміни в зовнішньому середовищі і пристосовуватися до нього, сприяли глобалізація ринків і конкурентів, зміни в технології тощо.

Організаційна структура управління підприємством має забезпечувати ефективний процес прийняття рішень. Проте на підприємствах, на яких власність відокремлена від функцій управління, з метою збалансування інтересів власників і менеджерів та здійснення контролю з боку власників за діяльністю менеджерів виникає необхідність у формуванні додаткових органів управління (в доповнення до виконавчих органів), через які мають бути реалізовані інтереси власників підприємства щодо процедури прийняття рішень і здійснення управління підприємством. Для акціонерних товариств, зокрема, такими органами є загальні збори, спостережна рада і ревізійна комісія. Розробляючи організаційну структуру

управління підприємством, його менеджмент має орієнтуватися на виробничу доцільність та законодавчі акти, які регламентують склад органів управління для підприємств, що створюються в організаційно-правовій формі господарських товариств.

Відповідно до Господарського кодексу України власник підприємства здійснює свої права щодо управління підприємством безпосередньо або через уповноважені ним органи відповідно до статуту підприємства чи інших установчих документів. Для керівництва господарською діяльністю власник (власники) або уповноважений ним орган призначає (обирає) керівника підприємства. На всіх підприємствах, які використовують найману працю, між власником або уповноваженим ним органом і трудовим колективом повинен укладатися колективний договір, який регулює виробничі, трудові та соціальні відносини трудового колективу з адміністрацією підприємства.

ВИСНОВКИ

Виконання дипломного проекту по об'ємним гідравлічним машинам – самостійна творча робота по вирішенню комплексної інженерної задачі. Знання та досвід, отримані при виконанні цього проекту, дадуть мені, як спеціалісту даної галузі, змогу застосовувати їх у вирішенні більш складних задач загально технічного характеру, з якими в майбутньому я буду зустрічатись в своїй практичній діяльності по закінченню університету.

Наряду з практичними навичками отриманими при проектуванні об'ємного насоса я отримав великий досвід та укріпив уміння роботи з технічною літературою, пошуку необхідної мені інформації для рішення наступної задачі. Аналіз отриманої інформації дає мені змогу виділити для себе найнеобхідніше. Робота з технічною літературою, та технічними довідниками збільшили мій словниковий запас, і це дало мені змогу більш точно формулювати свої думки для оформлення пояснювальної записки.

Основна задача, ознайомлення та опрацювання загальноприйнятих метод виконання проектування об'ємного насоса, мною була виконана та засвоєна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 9563-60. Колеса зубчатые. Модули. [Текст] – Введ. 1962-07-01. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1962, - 5 с.
2. Юдин, Е.М. Шестеренные насосы [Текст]/ Е.М. Юдин. – М.: Машиностроение, 1964, - 232 с.
3. ГОСТ 13755-81 Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур. [Текст] – Введ. 1981-07-01. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1981, - 8 с.
4. ГОСТ 16532-70 Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт геометрии. [Текст] – Введ. 1972-01-01. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1972. - 44 с.
5. Проектирование объемного насоса [Электронный ресурс] : электрон. метод. указания для курсового проекта / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. Л. В. Родионов, В. Я. Свербилов. - Электрон. текстовые и граф. дан. (1,8 Мбайт). - Самара, 2011. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).