

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ТЕСЕТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
проф., докт. техн. наук
М. І. Сотник
« ___ » _____ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА
на тему “РОЗРОБКА РЕГУЛЬОВАНОГО
АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОМОТОРА
З ПОХИЛИМ БЛОКОМ”**

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

Виконавець роботи

(підпис)

Павленко А. О.

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Кулініч С. П.

(прізвище, ініціали)

Суми 2024

Сумський державний університет
ТЕСЕТ
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
Спеціальність 131 «Прикладна механіка»
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
проф., докт. техн. наук
М. І. Сотник
« ___ » _____ 2024р.

ЗАВДАННЯ
до кваліфікаційної роботи бакалавра
Павленко Анастасії Олександрівни
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи “Розробка регульованого аксіально-поршневого гідромотора з похилим блоком”

затверджена наказом по університету від" _____ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи 04.06.2024 р
3. Вихідні дані до роботи: робочий об'єм гідромотора 50 см^3 , тиск на вході 32 МПа, тиск на виході 0,6 МПа, частота обертання 5000 хв^{-1} .
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно вирішити)
 1. Опис конструкції і принципу дії гідромотора
 2. Визначення розмірів гідромотора
 3. Розрахунок на міцність деталей та вузлів гідромотора
 4. Розділ з економіки
 5. Розділ з охорони праці та безпеки життєдіяльності
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
 1. Складальне креслення гідромотора
 2. Робочі креслення деталей та вузлів гідромотораВсього 4 аркуші формату А1

6. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Опис конструкції і принципу дії гідромотора	31.03.2024	
2	Визначення розмірів гідромотора	10.04.2024	
3	Розробка складального креслення гідромотора	20.04.2024	
5	Розрахунок на міцність деталей та вузлів гідромотора	30.04.2024	
6	Розробка робочих креслень деталей та вузлів гідромотора	15.05.2024	
7	Розділ з економіки	25.05.2024	
8	Розділ з охорони праці та безпеки життєдіяльності	01.06.2024	
9	Оформлення РПЗ	04.06.2024	

7. Дата видачі завдання « ___ » _____ 2024р.

Студент-

(підпис)

Керівник роботи

(підпис)

РЕФЕРАТ

Записка: 56 с., 7 рис., 1 табл., 11 джерел.

Графічний матеріал: 4 аркуші формату А1.

ТЕМА РОБОТИ Розробка регульованого аксіально-поршневого гідромотора з похилим блоком

ОБ'ЄКТ РОЗРОБКИ – регульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком.

МЕТА РОБОТИ – розробити конструкцію регульованого аксіально-поршневого гідромотора з похилим блоком.

Вибрана оптимальна конструктивна схема гідромотора. Виконані необхідні гідравлічні, механічні розрахунки та розрахунки на міцність. Розроблена конструкція гідромотора та робочі креслення основних деталей та вузлів гідромотора.

Ключові слова: ГІДРОМОТОР, РОБОЧИЙ ОБ'ЄМ, ВАЛ, БЛОК ЦИЛІНДРІВ, ПОРШЕНЬ, РОЗПОДІЛДЬНИК.

Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
Вступ	5
1 Опис конструкції й принципу дії гідромотора	9
1.1 Принцип дії аксіально-поршневого гідромотора із похилим блоком	9
1.2 Конструкція гідромотора	12
2 Розрахунок та конструювання аксіально-поршневого гідромотора	14
2.1 Розрахунок розмірів блоку циліндрів	14
2.2 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів	21
2.3 Розрахунок торцевого розподільника	24
3 Розрахунки на міцність	26
3.1 Розрахунок сил, що діють на блок і розподільник	26
3.2. Розрахунок блоку циліндрів	27
3.3. Розрахунок сил, що діють на поршні	28
3.4 Розрахунок на міцність поршневої групи	30
3.5 Розрахунок підшипників	37
4. Розділ з охорони праці	42
5 Розділ з економіки	49
Висновки	54
Література	55

Попл. и дата		Взам. инв. №		Инв. № дубл.		Попл. и дата		131.05.ВР.000.00ПЗ					
Инв. № посп	Разраб.	Павленко	№ докум.	Подп.	Дата	Регульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком Пояснювальна записка			Лит	Лист	Листов		
	Пров.	Кулініч							В	Р	4	56	
	Т. контр.								СумДУ ГМ-01/1				
	Н. контр.	Кулініч											
	Утв.												

Вступ

Гідравлічні приводи набули досить широкого поширення для здійснення руху робочих органів різних машин. В машинобудуванні використовуються гідравлічні приводи в системах автоматичного керування робочими органами машин, які працюють за замкненим технологічним циклом – в циклових системах керування. До них належать системи автоматичного керування металорізальних верстатів і автоматичних ліній роботів-маніпуляторів та пресів. технологічних машин металургійної харчової і легкої промисловості та ін.

Значне поширення гідравлічних приводів у різних галузях машинобудування зумовлюється рядом їхніх істотних переваг до яких перш за все належать можливість одержання великих сил та обертаючих моментів, при порівняно малих розмірах гідромоторів, плавність переміщення, забезпечення безступінчастого регулювання швидкості у широкому діапазоні, мала інерційність простота здійснення прямолінійних, зворотно-поступальних рухів та автоматичного керування робочими органами, легкість запобігання перевантаженням, висока експлуатаційна надійність.

В останні роки об'ємний гідропривід широко використовується в сільськогосподарських будівельно-дорожніх транспортних машинах. В гірничому машинобудуванні гідропривід застосовується в прохідницьких та вугільних комбайнах, стругових установках, бурових верстатах, щитах для проходки тунелів, механізованому кріпленні гірничих лав та ін. [1].

Широко застосовуються гідравлічні приводи в літальних апаратах.

При незаперечних високих якостях гідравлічного об'ємного привода слід відзначити й властиві йому недоліки. Гідроприводи поступаються електричним приводам у відстані транспортування енергії від джерела постачання до його споживачів та в швидкості передачі командних сигналів внаслідок їхнього уповільненого проходження у рідкому середовищі.

Для забезпечення обертального руху робочого органу в гідравлічних приводах застосовуються різні типи гідромоторів. Насоси та гідромотори із аксіальним або близькому до аксіального роз положення циліндрів, є найбільш

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

5

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
-------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

розповсюдженими в гідравлічних системах (гідроприводах). За характеристиками (параметри, коефіцієнт корисної дії) вони перевищують інші типи гідромашин. Аксіально-поршнева роторна гідромашина – це гідромашина, в котрій робочі камери обертаються відносно осі ротора, а осі поршнів або плунжерів паралельні осі обертання чи складають із нею кут менше 45° .

Ці насоси і гідро мотори отримали широке використання ще в кінці минулого століття на флоті багатьох країн (Англія, США, Японія), причому використовувались вони для виконання найбільш відповідальних функцій як наприклад керування кораблем та його озброєністю.

Вони мають найкращі з усіх гідромашин габаритні та вагові характеристики, відрізняються компактністю, високим ККД, можливістю використання для роботи при високих частотах обертання та високих тисках, мають відносно малу інертність, а також відносно прості за конструкцією.

Особливо слід відмітити їх високу енергоємність на одиницю ваги (питома енергоємність). В залежності від конструкції та величини робочого тиску питома енергоємність нерегульованих насосів та гідромоторів знаходяться в межах 15 – 50 (більше значення відноситься до гідромашин, що працюють на більш високих тисках). В насосах та гідромоторах із високої частотою обертання ($n=20000$ об/хв) енергоємність досягає 60 Н/кВт. Вага регульованих гідромашин рівної потужності більше нерегульованих у 2 рази; відповідно питома вага (тобто та, що приходить на одиницю потужності) нерегульованих насосів та гідромоторів знаходиться в межах 30 – 100 Н/кВт, а для регульованих – 50 – 200 Н/кВт. Вагова перевага аксіально-поршневих гідромоторів у порівнянні із електромотором складає від ~ 80 раз для малої до ~ 12 раз для великої потужності.

Особливістю розглянутих гідромашин є відносно малий момент інерції частин, що обертаються, що має велике значення при використанні їх у якості гідромоторів. Махові маси аксіально-поршневого гідромотора із потужністю 200 кВт складають менше $1/10$ махових мас електромотора такої ж самої потужності. Маховий момент гідромотора потужністю 80 кВт дорівнює при частоті обертання $n = 1500$ об/хв лише $0,5 \text{ Н/см}^2$, замість 31 Н/см^2 для трифазного електромотора

Инв. № подл	Подп. и дата				Лис	
	Взам. инв. №					6
	Инв. № дубл.					
	Подп. и дата					
	Инв. № подл					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	131.05.ВР.000.00ПЗ	

такої ж потужності та частоті обертання, тобто в 62 рази менше, ніж маховий момент електромотора.

Важливим параметром для багатьох випадків застосування є також прийомистість (швидкодія) гідромотора при регулюванні обертання. Зміна напрямку обертання здійснюється в деяких випадках для цих гідромоторів за 0,04с та від максимальної до нульової – за 0.02с.

Найбільш розповсюджене число циліндрів в аксіально-поршневих машинах це 5 – 9, діаметри циліндрів гідромашин (насосів, гідромоторів) зазвичай знаходяться в межах від 10 до 50 мм, а робочі об'єми машин – в межах від 5 до 1000 см³. Максимальний кут між осями циліндрового блоку та валу зазвичай дорівнює в насосах 20° та 30° в гідромоторах.

Частота обертання насосів загальномашинобудівного застосування середньої потужності дорівнює 2000 – 5000 об/хв; частота обертання гідромоторів може бути вища у 1,5 рази, ніж у насосів тієї ж потужності та конструкції. Частота обертання подібних насосів та гідро моторів в авіаційних гідросистемах зазвичай дорівнює 3000 – 4000 об/хв, але в окремих випадках застосовують гідромашини із значно вищою частотою обертання. За даними іноземних джерел виготовляються насоси із максимальною частотою обертання 20000 та 30000 об/хв та мінімальною – 5 – 10 об/хв.

Для спеціальної мети були створені малогабаритні гідромотори із робочим об'ємом $V=0,7\div 1\text{см}^3/\text{об}$ (діаметр поршня $d=5\div 6\text{мм}$, хід $h=4\text{ мм}$, діаметр блоку $D=20\text{мм}$); витрати рідини такого мініатюрного гідромотора за рахунок великої частоти обертання досягають 20 дм³/хв при тиску 40 МПа.

Насоси та гідромотори із аксіальним розташуванням циліндрів застосовується при тисках 20 – 40МПа, більш рідко при більш високих тисках (насоси із подачею до 400 дм³/хв часто випускаються із робочим тиском до 55 МПа). Потужність унікальних насосів та гідромоторів, що випускаються для певних галузей промисловості (для прокатних станів), досягає 4000 – 4500кВт (подача/витрати до 8700 дм³/хв) й більше.

Инд. № подл	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Взам. инв. №
Подп. и дата	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	131.05.ВР.000.00ПЗ	Лис
						7

1 Опис конструкції й принципу дії гідромотора

1.1 Принцип дії аксіально-поршневого гідромотора із похилим блоком

Аксіально-поршневі гідромотори конструюються на основі кінематичних схем просторових механізмів, що перетворюють зворотно-поступальний рух поршнів в обертальний рух вала

Одна із схем такого гідромотора представлена на рис. 1.1. Тут блок циліндрів 10, в якому знаходиться декілька поршнів 9, обертається разом із валом 3. Поршні постійно притискаються за допомогою спеціальних пружин або тиском рідини до упорного диску 3, виконаному заодно із валом.

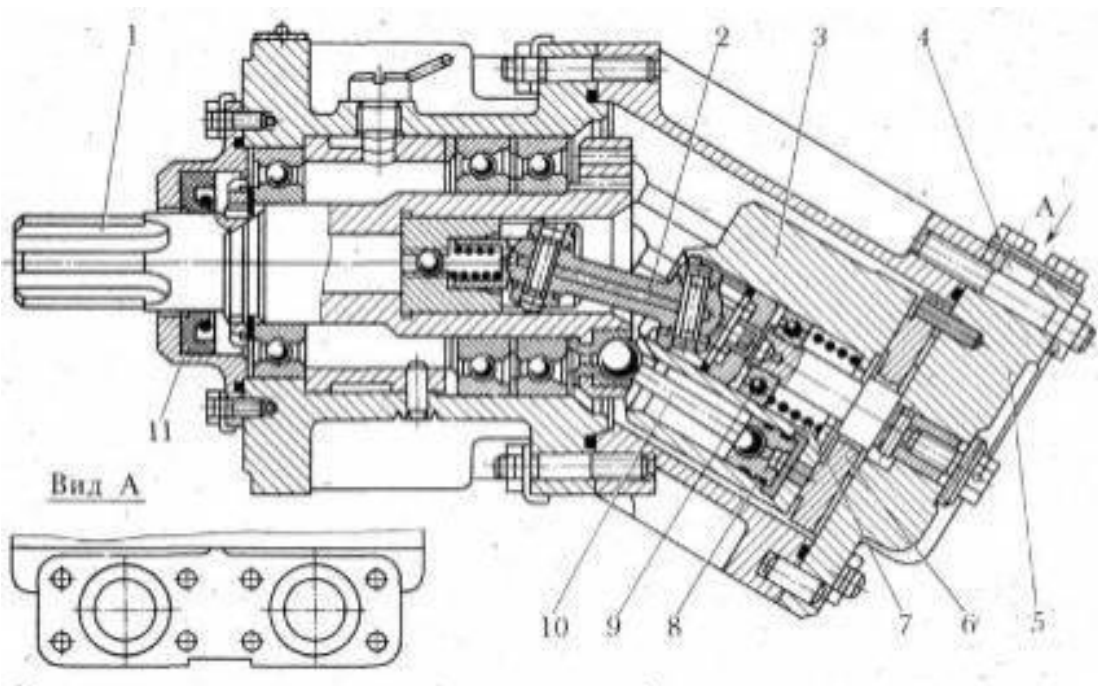


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема аксіально-поршневої гідромашини із похилим блоком

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

9

Подп. и дата

Взам. инв. №

Инв. № дубл.

Подп. и дата

Инв. № подл

Ли Изм. № докум. Подп. Дат

При обертанні блока поршні рухаються обертально-поступово. В результаті цього кожен поршень на протязі деякого періоду змінює внутрішній простір циліндру та витискає рідину, що знаходиться в ньому. Цей період має назву «цикл нагнітання». На протязі наступного періоду поршень звільняє деякий простір всередині циліндру і він заповнюється рідиною. Цей період називається циклом всмоктування. Для протікання рідини циліндри мають спеціальні отвори 5 круглої чи овальної форми.

Величина повного ходу поршня від крайнього зовнішнього до крайнього внутрішнього положення залежить від діаметра D_6 кола, на котрому розташовуються центри утворюючих кол циліндрів й від кута нахилу γ блоку циліндрів (рис.1.1):

$$S_{oi} = D_6 \operatorname{tg} \gamma$$

Об'єм рідини, що проходить через один циліндр за цикл у такому випадку буде дорівнювати:

$$W_{oi} = \frac{\pi d^2}{4} D_6 \operatorname{tg} \gamma, \quad (1.1)$$

де d – діаметр поршня.

Для підключення до гідравлічної лінії гідромотор має два патрубка напірний та зливний. Щоб рідина при обертанні блоку могла поступити в потрібні моменти часу в циліндри та протікати із напірного патрубка в зливний, в гідромоторі є спеціальний пристрій, що називається розподільником.

Конструкція такого розподільника, що зазвичай використовується в аксіально-поршневих гідромашинах показана на рис.1.2. Він називається розподільним диском.

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
-------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

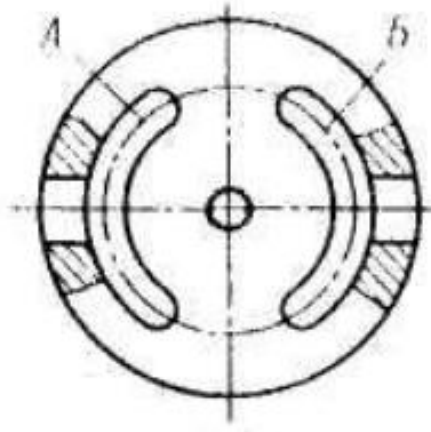


Рисунок 1.2 – Розподільний диск

Розподільний диск має два С-подібних вікна А та Б, відокремлених перемичками. Діаметр серединного кола цих вікон D_k дорівнює діаметру, на якому розташовані отвори для проходу рідини в циліндри. Ширина перемичок b_n виконується такою, щоб ці отвори надійно перекривались у момент, коли поршень переходе із одного циклу в інший. Площиною А розподільний диск притискається до дзеркала блоку циліндрів, протилежною стороною – до корпусу гідромашини. Вікна А та Б при цьому з'єднуються із напірними та зливними (всмоктувальними для насосу) патрубками. Для того, щоб розподільник правильно працював важливо, щоб вісь симетрії розподільного диску знаходилась в площині головної нормалі OF (рис.1.1,а) похилого блоку. Канавка 4 (рис.1.2) служить для зменшення площі контакту з поверхнею блока, а ребра 5 – для збільшення поперечної жорсткості. В окремих випадках розподільний диск виконується як одно ціле із кришкою насоса.

Показана на рис.1.1 схема аксіально-поршневої гідромашини не є єдино можливою. Інший варіант можна отримати, якщо похилий блок міцно зв'язати із обертальним валом, а блок циліндрів закріпити нерухомо. Така схема також знаходить застосування. Для розподілення рідини в цьому випадку замість розподільного диску, що зображений на рис. 1.2, застосовують клапани спеціальної конструкції або інші пристрої.

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

11

Инд. № подл	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Взам. инв. №
Подп. и дата	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

Третій варіант гідромашини (також із похилим блоком) можна отримати із схеми рис. 1.1 якщо поршні зв'язати із цим диском за допомогою шатунів і шарнірів, а сам диск виконати обертальним в нахильній площині. Для передачі такого обертання від валу потребується спеціальний карданний шарнір.

1.2 Конструкція гідромотора

Регульовані аксіально-поршневі гідромотори серії 300 призначенні для використання в приводах будівних та дорожніх машин. Регулювання здійснюється поворотом блоку навколо горизонтальної вісі в діапазоні 7-25°. Основними особливостями гідромоторів цієї серії є відсутність поворотного корпусу та застосування торцевого розподільника, робочі та тильні сторони якого утворені сферичними поверхнями.

Загальний вигляд гідромотора типа 313.16 показаний на рис. 1.3. До конструкції входять: 1 – качаючий вузол; 2 – корпус; 3 – механізм повороту блоку циліндрів; 4 – регулятор робочого об'єму; 5 – кільце ущільнююче; 6 – кільце упорне; 7 – манжета; 8 – кришка. Основним вузлом гідромашини є качаючий вузол. Качаючі вузли гідромоторів серії 300 уніфіковані і подібні качаючим вузлами гідромоторів типу 210 (рис. 1.4).

Він має наступні деталі: 1, 23, 27 упорні кільця; 2 – кільце стопорне; 3, 10 – втулки пружинні; 4, 5 – прокладки; 6 – втулка розпірна; 7 – гвинт; 8 – пластина притискувальна; 9 – шайба стопорна; 11, 22 – пружини тарільчасті; 12 – блок циліндрів; 13 – шип центральний; 14 – кільце пружинне; 15 – розподільник; 16, 17 – штифти; 18 – шатун; 19 – поршень; 20 – кільце; 21 – підшипник; 24 – кільце ущільнююче; 25 – кришка; 26 – манжетне ущільнення; 28 – вал.

Інв. № подп Подп. и дата Инв. № дубл. Взам. инв. № Подп. и дата	Подп. и дата					
	Взам. инв. №					
	Инв. № дубл.					
	Подп. и дата					
	Инв. № подп					
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	131.05.ВР.000.00ПЗ	Лис
						12

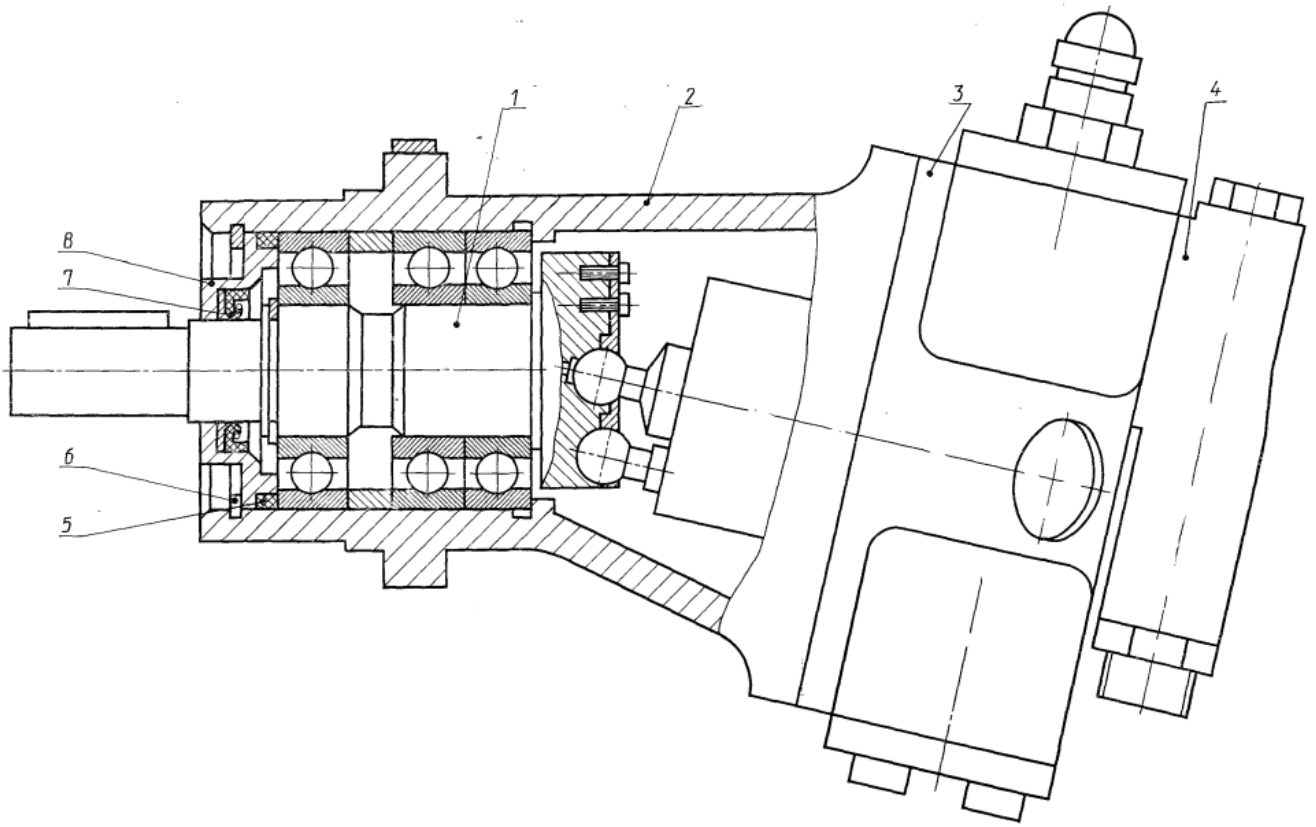


Рисунок 1.3 – Гідромотор типу 300

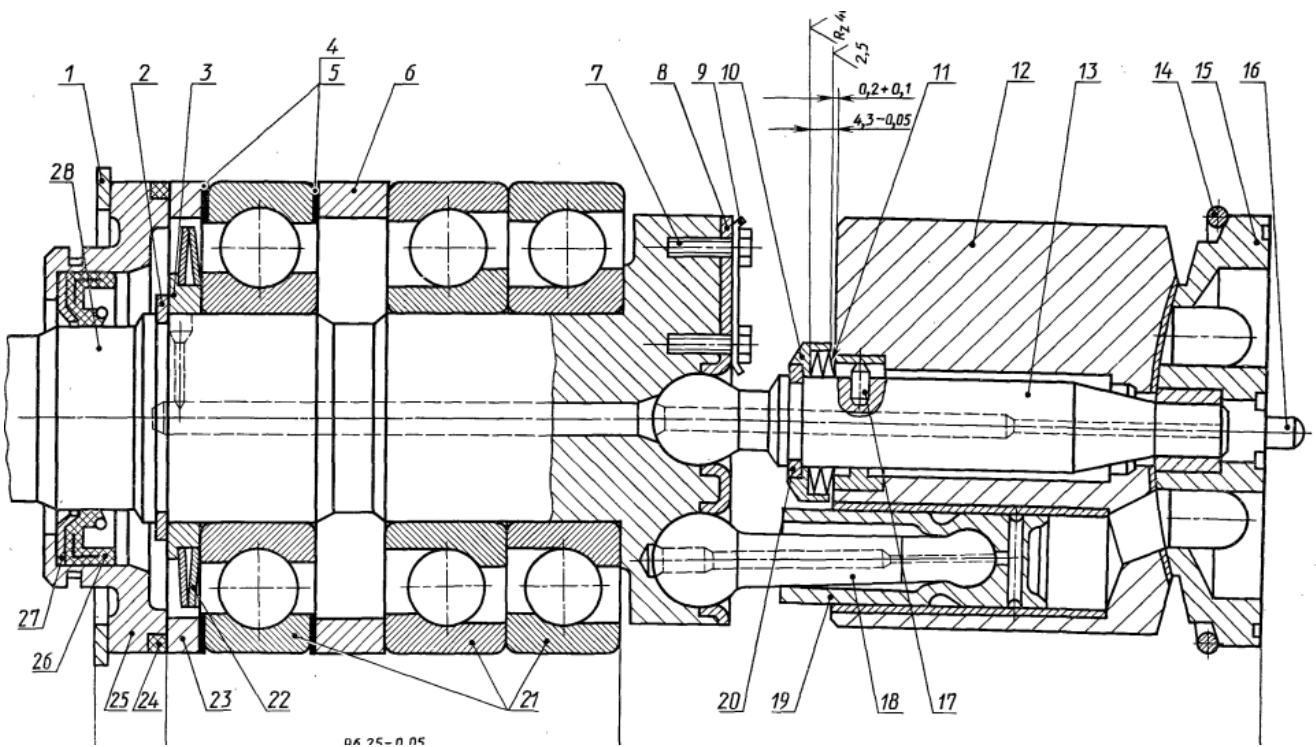


Рисунок 1.4 – Качаючий вузол гідромотора

Инь. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Инь. № подл.	Подп. и дата	Инь. № подл.
Ли	Изм.	№ докум.
Подп.	Дат	

131.05.BP.000.00ПЗ

2 Розрахунок та конструювання аксіально-поршневого гідромотора

Розрахунок та конструювання аксіально-поршневого гідромотора виконується за стандартною методикою [1].

2.1 Розрахунок блока циліндрів аксіально-поршневого гідромотора

Із технічної літератури відомий метод визначення розмірів блоку циліндрів по заданому робочому об'єму V (1,2,3). Розрахункова схема блоку циліндрів представлена на рисунку 2.1

При розрахунках необхідно враховувати, що для гідромашин із похилим диском робочий хід поршня буде:

$$H = D_{\text{ц}} \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.1)$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр кола розташування вісі циліндрів;

γ – кут нахилу диску.

Для гідромашин із похилим блоком робочий хід поршня буде:

$$H = D_{\text{ц}} K_{\text{д}} \sin \gamma, \quad (2.2)$$

де $K_{\text{д}}$ – дезаксіал;

γ – кут нахилу блоку.

Дезаксіал буде розраховуватись за цією формулою:

$$K_{\text{д}} = \frac{2}{1 + \cos \gamma}, \quad (2.3)$$

В усьому іншому розрахунок гідромашин із похилим диском та із похилим блоком циліндрів співпадає.

Инд. № подл	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Взам. инв. №
Подп. и дата	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

Згідно із формул (2.1) та (2.2) робочий хід поршня можна визначити для двох типів гідромашин наступним чином:

$$H = D_{ц} C, \quad (2.4)$$

При цьому для гідромашин із похилим диском буде:

$$C = \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.5)$$

а для гідромашин із похилим блоком:

$$C = K_{д} \sin \gamma, \quad (2.6)$$

Товщину стінок блоку циліндрів можна визначити за наступною залежністю:

$$b = \frac{d}{2} (A - 1), \quad (2.7)$$

де $A = \frac{R}{r};$

d – діаметр циліндра.

Діаметр кола розташування осей циліндрів визначається наступним чином:

$$D_{ц} = \frac{d + b}{\sin \frac{\pi}{z}}, \quad (2.8)$$

де z – число циліндрів у блоці.

Підставивши вираз (2.7) у (2.8), отримаємо

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Лис
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	

$$D_{ц} = \frac{d(A+1)}{2 \sin \frac{\pi}{z}}, \quad (2.9)$$

Нормальні напруги в товстостінних циліндрах визначаються за формулою:

$$\sigma = p \frac{2R^2}{R^2 - r^2}, \quad (2.10)$$

де p – розрахунковий тиск в гідроциліндрі.

Приймаємо:

$$p = 1,2p_H$$

$$p = 1,2 \cdot 32 = 38,4 \text{ МПа}$$

Якщо враховувати (2.7), то одержимо:

$$\sigma = p \frac{2A^2}{A^2 - 1}, \quad (2.11)$$

Із формули (2.11) маємо:

$$A = \sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}}, \quad (2.12)$$

де $[\sigma]$ – допустима напруга матеріалу блоку циліндрів.

Для насоса, що проектується беремо матеріал блоку циліндрів сталь 40Х.

Для обраного матеріалу $[\sigma] = 250 \text{ МПа}$ [3].

За формулою (2.16) визначаємо:

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

16

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
-------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

$$A = \sqrt{\frac{250 + 38.4}{250 - 38.4}} = 1,29$$

Приймаємо : $A=1,3$.

Робочий об'єм гідромотора визначаємо за формулою:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} H \quad (2.13)$$

Із формули (2.13) із врахуванням (2.4, 2.5, 2.10) отримуємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{8V \cdot \sin \frac{\pi}{z} \cdot 1000}{\pi \cdot z \cdot C(A + 1)}} \quad (2.14)$$

Приймаємо $\gamma=25^\circ$, $z=7$.

За формулами (2.6, 2.3) отримуємо:

$$K_d = \frac{2}{1 + \cos 25^\circ} = 1.049$$

$$C = 1.049 \cdot \sin 25^\circ = 0.443$$

Із (2.14) матимемо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 50 \cdot \sin \frac{180}{7} \cdot 1000}{3.14 \cdot 7 \cdot 0.443 \cdot (1.3 + 1)}} = 19.8 \text{ мм}$$

Приймаємо: $d=20$ мм.

Підп. і дата
Взам. инв. №
Инв. № дубл.
Підп. і дата
Инв. № подл.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

17

За формулою (2.8) розрахуємо:

$$D_{\text{ц}} = \frac{20 \cdot (1.3 + 1)}{2 \cdot \sin \frac{180}{7}} = 53.0 \text{ мм}$$

Округливши, маємо: $D_{\text{ц}} = 53 \text{ мм}$.

А товщина стінок блоку циліндрів (2.7) буде:

$$b = \frac{20}{2} (1.3 - 1) = 3 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр блоку циліндрів як видно із рисунка 2.1 розраховується наступним чином:

$$D_{\text{н}} = D_{\text{ц}} + d + 2b, \quad (2.15)$$

$$D_{\text{н}} = 53 + 20 + 2 \cdot 3 = 79 \text{ мм}$$

а внутрішній його діаметр:

$$D_{\text{в}} = D_{\text{ц}} - d - 2b, \quad (2.16)$$

$$D_{\text{в}} = 53 - 20 - 2 \cdot 3 = 27 \text{ мм.}$$

Приймаємо:

$$D_{\text{н}} = 79 \text{ мм,}$$

131.05.BP.000.00ПЗ

Лис

18

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

$$D_B = 27\text{мм.}$$

Товщина дна блоку циліндрів зазвичай рахується так:

$$b_{\text{ц}} = 1,5b, \quad (2.17)$$

$$b_{\text{ц}} = 1.5 \cdot 3 = 4.5\text{мм.}$$

Ширина технологічної проточки δ_T (рис.2.1) обирається за ДСТУ 8820-69:

$$\delta_T = 1 \quad \text{при} \quad d \leq 5$$

$$\delta_T = 1,6 \quad \text{при} \quad 5 < d \leq 10$$

$$\delta_T = 2 \quad \text{при} \quad 10 < d \leq 25$$

$$\delta_T = 3 \quad \text{при} \quad 25 < d \leq 50$$

$$\delta_T = 5 \quad \text{при} \quad 50 < d \leq 100$$

$$\delta_T = 8 \quad \text{при} \quad d > 100$$

Довжина поршня обирається:

$$l_1 = 2,5d,$$

$$l_1 = 2.5 \cdot 20 = 50\text{мм}$$

Як видно із рис.2.1, довжина розточки у блоці циліндрів буде дорівнювати:

$$l_2 = H + l_1 + \delta_T,$$

$$H = 53 \cdot 0.443 = 23.5\text{мм}$$

$$l_2 = 23.5 + 50 + 2 = 75.5\text{мм}$$

Довжину всього блоку можна розрахувати за формулою:

131.05.BP.000.00ПЗ

Лис

19

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

$$L = l_2 + b_{ц}$$

$$L = 75.5 + 4.5 = 80 \text{ мм.}$$

Розміри деталей насоса уточнюються при конструкторській розробці.

Об'єм блоку циліндрів (в м³) можна розрахувати при наближеній залежності:

$$W = L \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D_B^2 - z \cdot d^2) \cdot 10^{-9}$$

$$W = 143.6 \frac{3.14}{4} (143^2 - 48^2 - 7 \cdot 36^2) \cdot 10^{-9} = 1.02 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Знаючи густину матеріалу ρ (кг/м³), можна розрахувати масу блока циліндрів (кг)

$$M = W \cdot \rho, \tag{2.21}$$

$$M = 1.02 \cdot 10^{-3} \cdot 7.8 \cdot 10^3 = 7.96 \text{ кг}$$

Момент інерції блоку також можна розрахувати за наближеною залежністю:

$$I = \frac{\rho \cdot \pi}{32} [L(D_H^4 - D_B^4) - 2 \cdot z \cdot d^2 \cdot D_{ц}^2 \cdot l_2] \cdot 10^{-15}$$

$$I = \frac{7.8 \cdot 10^3 \cdot 3.14}{32} [143.6(143^4 - 48^4) - 2 \cdot 7 \cdot 36^2 \cdot 96^2 \cdot 143.6] \cdot 10^{-15} \\ = 0.029 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Инв. № подл					Подп. и дата				
						Взам. инв. №			
							Инв. № дубл.		
								Подп. и дата	
									Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	131.05.ВР.000.00ПЗ				

Лінійні розміри розраховуються в мм, тому для отримання моменту інерції в розмірності $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ в формулу (2.21) вводиться множник 10^{-15} .

Отримані розрахунковим шляхом геометричні розміри блоку циліндрів необхідно округлити до найближчої величини з ряду нормальних лінійних розмірів ГОСТ 6636 – 69. Причому лінійні розміри, для яких допуск можливий в обидва боки, округлюються до найближчого стандартного значення в більшу або меншу сторону. Внутрішній діаметр блоку округляється до найближчого розміру, а зовнішній діаметр – до найближчого більшого розміру. Після остаточного вибору розмірів блоку циліндрів необхідно визначити за формулою (2.17) фактичну величину робочого об'єму гідромашини – головного параметра, що впливає на всі її вихідні характеристики. Потім визначаємо відхилення робочого об'єму гідромашини від заданого значення:

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{V}{V_H} \right| \cdot 100\%$$

де V – задане значення робочого об'єму $V = 320 \text{см}^3$;

V_H – величина робочого об'єму, що була визначена із отриманих розмірів блоку циліндрів.

$$V_H = \frac{3.14 \cdot 2^2}{4} \cdot 2.35 \cdot 7 = 51.7 \text{см}^3$$

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{51.7}{320} \right| \cdot 100 = 3.4\%$$

2.2 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів

Враховуючи, що гідромотор працює при мінімальному тиску 0,6МПа приймаємо допустиму швидкість у входному та вихідному патрубках $v_{\text{доп}} = 9 \text{ м/с}$.

Діаметр патрубків:

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	131.05.ВР.000.00ПЗ	Лис
						21
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		

$$d_{\text{патр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{\text{доп}} \cdot \eta_0}}, \quad (2.28)$$

де η_0 – об'ємний к.к.д.;

Q – витрати через гідромотор.

Витрати через гідромотор визначаються за формулою:

$$Q = Vn$$

$$Q = \frac{50 \cdot 5000}{1000} = 250 \text{ дм}^3/\text{хв}$$

$$d_{\text{патр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 250}{3,14 \cdot 9 \cdot 0,96 \cdot 60000}} = 0,0246 \text{ м}$$

Приймаємо найближчий більший діаметр $d = 25 \text{ мм}$.

Уточнюємо швидкість руху рідини:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_k^2 \cdot \eta_0},$$

$$v = \frac{4 \cdot 250}{3,14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,96 \cdot 60000} = 8,9 \text{ м/с}$$

Площа вікна на дні циліндру при допустимій швидкості $v_{\text{доп}} = 9 \text{ м/с}$.

$$f_{\text{ок}} = \frac{Q}{nv_{\text{доп}} \eta_0},$$

де

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

22

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
-------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

$$n = \frac{z \pm 1}{2}$$

кількість циліндрів , що підключені одночасно до однієї лінії.

$$n = \frac{7 \pm 1}{2} = 3 \div 4$$

$$f_{ок} = \frac{250}{3 \cdot 9 \cdot 0.96 \cdot 60000} = 1.54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Площа поршня:

$$F_{пор} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} ,$$

$$F_{пор} = \frac{3.14 \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 3.14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт , що визначає форму вікна:

$$K_{ц} = \frac{f_{ок}}{F_{пор}} , \tag{2.29}$$

$$K_{ц} = \frac{1.54 \cdot 10^{-4}}{3.14 \cdot 10^{-4}} = 0.49 < 0.95$$

Тобто вікно не є круглим.

Радіус округлення:

$$\rho = 1,16d(1 - \sqrt{1 - 0,675K_{ц}}) ,$$

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

$$\rho = 1.16 \cdot 20 \cdot (1 - \sqrt{1 - 0.675 \cdot 0.49}) = 4.25 \text{ мм}$$

Кути , що визначають розміри вікна

$$\psi_1 = \arcsin \frac{d}{D_{II}},$$

$$\psi_1 = \arcsin \frac{20}{53} = 22.2^\circ$$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2\rho}{D_B}$$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 4.25}{53} = 9.2^\circ$$

$$\psi_2 = \psi_1 - \psi_3,$$

$$\psi_2 = 22.2^\circ - 9.2^\circ = 13^\circ$$

2.3 Розрахунок торцевого розподільника

Кут, який припадає на серповидне вікно:

$$2\beta = \frac{2\pi}{z} \left(3 - \frac{1}{z} \right),$$

$$2\beta = \frac{2 \cdot 3.14}{7} \left(3 - \frac{1}{7} \right) = 146.94^\circ$$

Ширина серповидного вікна:

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

24

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

$$a = 2\rho,$$

$$a = 2 \cdot 4.25 = 8.5\text{мм}$$

Площа серповидного вікна:

$$f_c = \frac{\pi \cdot D_c}{360} 2\beta \cdot a,$$

$$f_c = \frac{3.14 \cdot 36 \cdot 10^{-3}}{360} 146.94^\circ \cdot 8.5 \cdot 10^{-3} = 3.92 \cdot 10^{-4} \text{м}^2$$

Площа серповидного вікна розподільника $f_c = 3.92 \cdot 10^{-4} \text{м}^2$ більша за мінімально необхідну $f_{ок} = 1.54 \cdot 10^{-4} \text{м}^2$, визначену за допустимою швидкістю течії рідини у вікні.

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Лис
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	

3 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

Розрахунки на міцність виконуємо за стандартною методикою [2]

3.1 Розрахунок сил, що діють на блок і розподільник

Сила, що притискає блок до розподільника

$$R_{\text{пр max}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{\text{max}} \cdot p_{\text{н}},$$

$$R_{\text{пр max}} = \frac{3.14 \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 4 \cdot 32 \cdot 10^6 = 40,2 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сила, що віджимає блок від розподільника

$$R_{\text{від}} = \frac{f_c \cdot p_{\text{н}}}{2} + \frac{\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2)p_{\text{н}}}{16},$$

$$R_{\text{від}} = \frac{3.92 \cdot 10^{-4} \cdot 32 \cdot 10^6}{2} + \frac{3.14 \cdot [(96 \cdot 10^{-3})^2 - (22 \cdot 10^{-3})^2] \cdot 32 \cdot 10^6}{16} \\ = 34,4 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Відношення між силою що притискається та віджимається:

$$m = \frac{40,2 \cdot 10^3}{34,4 \cdot 10^3} = 1.16$$

Враховуючи те, що мінімальне необхідне відношення між цими силами:

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

26

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

$$m = \frac{R'_{\text{пруж}}}{R_{\text{отж}}} = 1,1$$

то пружину для притискання ставити немає необхідності.

3.2 Розрахунок блоку циліндрів

Приймаємо матеріалу блоку

- допустима напруга
- коефіцієнт Пуасона
- модуль пружності
- допустима деформація

сталь 40Х для якої:

- $[\sigma] = 250 \text{ МПа};$
- $\mu = 0,28;$
- $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа};$
- $\delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм}.$

Перевірка блока на міцність.

Перевірка блока на міцність розраховується за формулою:

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} p_p \leq [\sigma] \quad (3.1)$$

де p_p – розрахунковий тиск

$$p_p = p k_p$$

де $k_p = 1,4$ – коефіцієнт навантаження.

$$p_p = 32 \cdot 1,4 = 44,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma = \frac{1,3^2 + 1}{1,3^2 - 1} 44,8 = 174,7 \text{ МПа} < [\sigma] = 250 \text{ МПа}$$

Розраховуємо блок на жорсткість:

Підп. і дата
Взам. инв. №
Инв. № дубл.
Підп. і дата
Инв. № подл

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

27

$$\delta = \frac{d}{E} \left(\frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) p_H \leq \delta_{\text{доп}}, \quad (3.2)$$

$$\delta = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{2.1 \cdot 10^5} \left(\frac{1.3^2 + 1}{1.3^2 - 1} + 0.28 \right) \cdot 32 \cdot 10^6 = 5.8 \text{ мкм} < \delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм}$$

3.3 Розрахунок сил , що діють на поршні:

Сила, яку прикладена до поршня:

$$F_H = \frac{\pi \cdot d^2}{4} p$$

$$F_H = \frac{3.14 \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2}{4} 32 \cdot 10^6 = 10.1 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Проекції сил, що діють на поршень:

$$F_N = F_H \cdot \cos \gamma, \quad (3.3)$$

$$F_N = 10.1 \cdot 10^3 \cos 25^\circ = 9.2 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$F_A = F_H \cdot \sin \gamma, \quad (3.4)$$

$$F_A = 10.1 \cdot 10^3 \sin 25^\circ = 4.3 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарне значення крутного моменту на валу

$$M_{T\Sigma} = \sum M_{Ti} = F_H \sin \gamma \cdot R_d \sum_{i=1}^k \sin[\varphi + (k - 1)\alpha] \quad (3.4)$$

Инд. № подл.	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Взам. инв. №
Подп. и дата	Подп. и дата
Инд. № подл.	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

де R_d – радіус диску.

$$R_d = K_d \cdot R_6$$

$$R_d = 1.049 \cdot \frac{53}{2} = 27,80 \text{ мм}$$

При куті повороту блока $\varphi = 0^\circ$ крутний момент на валу:

$$M_{T\Sigma} = 10,1 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 27,80 \cdot 10^{-3} \cdot [\sin[0 + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[0 + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[0 + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[0 + (4 - 1) \cdot 51^\circ 25']] = 260,8 \text{ Нм}$$

При куті повороту $\varphi = 17^\circ$

$$M_{T\Sigma} = 10,1 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 27,80 \cdot 10^{-3} \cdot [\sin[17^\circ + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[17^\circ + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[17^\circ + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[17^\circ + (4 - 1) \cdot 51^\circ 25']] = 261,3 \text{ Нм}$$

При куті повороту $\varphi = 34^\circ$

$$M_{T\Sigma} = 10,1 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 27,80 \cdot 10^{-3} \cdot [\sin[34^\circ + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[34^\circ + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[34^\circ + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25']] = 260,6 \text{ Нм}$$

Сумарна радіальна сила, що діє на підшипники:

$$\sum R_{\text{рад}} = K \cdot F_n \cdot \sin \gamma, \quad (3.5)$$

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

29

Инд. № подл.	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Взам. инв. №
Инд. № подл.	Подп. и дата
Инд. № подл.	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

$$\sum R_{\text{рад}} = 4 \cdot 10,1 \cdot 10^3 \sin 25^\circ = 17,1 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на підшипники:

$$\sum R_{\text{ос}} = K \cdot F_n \cdot \cos \gamma \quad (3.6)$$

$$\sum R_{\text{ос}} = 4 \cdot 10,1 \cdot 10^3 \cos 25^\circ = 36,6 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

3.4 Розрахунок на міцність поршневої групи

Розрахункова схема поршня приведена на рис. 3.1.

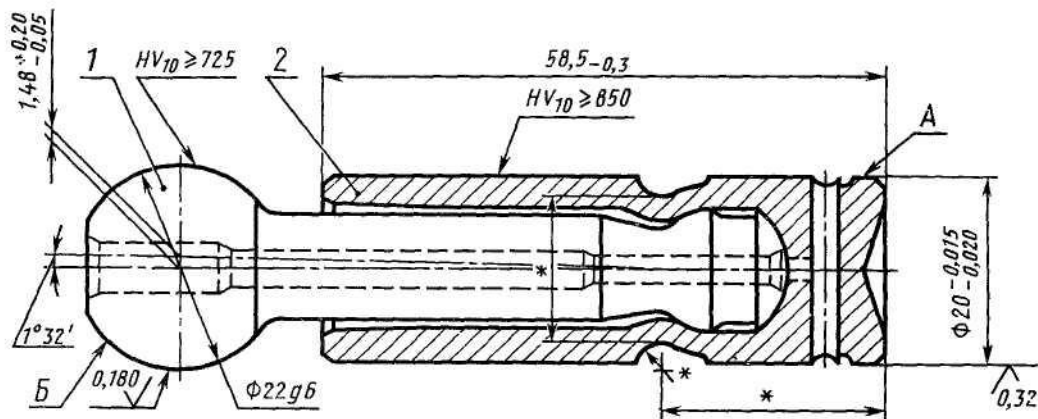


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема поршня

Для поршня приймаємо матеріал сталь 20ХН3А, для шатуна – сталь 40Х.

Допустимі напруги для прийнятих матеріалів згідно [2]

$$[\sigma] = 250 \text{ МПа.}$$

Перевірка міцності по опорних поверхнях шатуна.

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

30

Инь. № подл.	Подп. и дата
Инь. № дубл.	Взам. инв. №
Инь. № подл.	Подп. и дата
Инь. № подл.	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

Діаметр шатуна визначається із залежності

$$\frac{d_n^2}{2d_m^2} = 0,99 \dots 0,96$$

Приймаємо

$$\frac{d_n^2}{2d_m^2} = 0,96$$

Тоді діаметр шатуна буде рівний

$$d_m = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2 \cdot 0,96}} = 14,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо $d_m = 15$ мм.

Діаметр сферичної голівки визначається із залежності

$$[\sigma] \geq \frac{4f_n p_p}{\pi k_c d_{cf}^2}$$

де $[\sigma]$ – допустима контактна напруга в парі поршень-п'ята;

f_n – площа поршня;

p_p – розрахунковий тиск у насосі;

k_c – коефіцієнт використання площі опорної поверхні;

d_{cf} – діаметр сферичної голівки.

Приймаємо коефіцієнт використання площі опорної поверхні

$$k_c = 1$$

Допустима контактна напруга для прийнятих матеріалів згідно [2]

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

31

Инд. № подл.	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Взам. инв. №
Подп. и дата	Подп. и дата
Инд. № подл.	Подп. и дата
Инд. № подл.	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

$$[\sigma]=100\text{МПа.}$$

Визначаємо

$$d_{\text{сф}} = \sqrt{\frac{4f_n p_p}{\pi k_c [\sigma]}}$$

$$d_{\text{сф}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,14 \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 13,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

З конструктивних міркувань приймаємо

$$d_{\text{сф}} = 16 \text{ мм}$$

Напруга з боку поршня

$$\sigma = \frac{4f_n p_0}{\pi \cdot K_c \cdot D_{\text{шп}}^2} \leq [\sigma],$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (20 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2} = 70 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напруга на поверхні шатуна із боку диску

$$\sigma = \frac{4f_n p_n}{\pi \cdot K_c \cdot D_{\text{шд}}^2} \leq [\sigma],$$

(3.8)

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

32

Инь. № подл	Подп. и дата	Инь. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (20 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (24 \cdot 10^{-3})^2} = 31,1 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напряга вигину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{min}}}, \quad (3.9)$$

де $M_{\text{и}}$ – вигинаючий момент

W_{min} – момент опору в мінімальному перетині.

Вигинаючий момент визначається за формулою:

$$M_{\text{и}} = \frac{M_{\Sigma u=0}}{R_{\text{д}} \cdot 7} L_{\text{ш}}, \quad (3.10)$$

де $L_{\text{ш}}$ – довжина шатуна.

Довжина шатуна визначається з залежності

$$L_{\text{ш}} = 1,2 \div 1,5 L_{\text{п}}$$

$$L_{\text{ш}} = 1,4 \cdot 50 = 70 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$L_{\text{ш}} = 70 \text{ мм}$$

Вигинаючий момент

$$M_{\text{и}} = \frac{254 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{27,8 \cdot 10^{-3} \cdot 7} = 91,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

Момент супротиву

$$W_{\min} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{32} \left(1 - \frac{d_{\text{см}}^4}{d_{\text{ш}}^4} \right), \quad (3.11)$$

де $d_{\text{ш}}$ – діаметр шатуна,

$d_{\text{см}}$ – діаметр отвору для змащування.

Приймаємо

$$d_{\text{см}} = 2,5 \text{ мм.}$$

За формулою (3.11) визначаємо:

$$W_{\min} = \frac{3,14 \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2}{32} \left(1 - \left(\frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{15 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 1,02 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

За формулою (3.9) визначаємо:

$$\sigma_u = \frac{91,4}{1,02 \cdot 10^{-6}} = 89,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Напряга стиску шатуна

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot F_n}{\pi (d_{\text{ш}}^2 - d_{\text{см}}^2)}, \quad (3.12)$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot 10,1 \cdot 10^3}{3,14 [(15 \cdot 10^{-3})^2 - (2,5 \cdot 10^{-3})^2]} = 61,6 \text{ МПа}$$

Инь. № подл	Подп. и дата	Инь. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
-------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис
34

Сумарна напруга

$$\sigma_{рш} = \sigma_{см} + \sigma_{и}$$

$$\sigma_{рш} = 61,6 + 89,6 = 151,2 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт гнучкості

$$\lambda = \frac{4L_{ш}}{\sqrt{d_{ш}^2 + d_{см}^2}}, \quad (3.13)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{(15 \cdot 10^{-3})^2 - (2,5 \cdot 10^{-3})^2}} = 19,6$$

Коефіцієнт форми $\psi_{в} = 0,96$.

Умова міцності при циклічному характері навантаження

$$\sigma_{ри} = \psi_{в} \frac{\sigma_{т}}{2K_{ш}}, \quad (3.14)$$

де $K_{ш}$ – запас міцності,

$\psi_{в}$ – коефіцієнт форми,

$\sigma_{т}$ – межа текучості матеріалу шатуна.

$$\sigma_{т} = 800 \text{ МПа [2].}$$

Приймаємо

$$K_{ш} = 1.6$$

131.05.BP.000.00ПЗ

Лис

35

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

$$\psi_{\sigma} \frac{\sigma_m}{2K_u} = \frac{800 \cdot 10^6}{2 \cdot 1,6} \cdot 0,96 = 250 \text{ МПа} > 151,2 \text{ МПа} .$$

Умови міцності виконуються.

Розрахунок шатуна на поздовжню стійкість проводимо по формулі Ейлера

$$F_{np} = \frac{\pi^2 EI_{ш}}{L_{ш}^2} , \quad (3.15)$$

де $I_{ш}$ – момент інерції шатуна.

$$I_{ш} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{64} \left(1 - \frac{d_{см}^4}{d_{ш}^4} \right)$$

$$I_{ш} = \frac{3,14 \cdot (15 \cdot 10^{-3})^4}{64} \left(1 - \left(\frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{15 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 2,48 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$

$$F_{np} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,48 \cdot 10^{-9}}{(70 \cdot 10^{-3})^2} = 20,9 \cdot 10^3 \text{ Н Н}$$

Коефіцієнт стійкості

$$K_y = \frac{F_{np}}{F_n}$$

$$K_y = \frac{20,9 \cdot 10^3}{10,1 \cdot 10^3} = 2,07$$

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

36

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

Умова стійкості $K_y > 2$ дотримана.

3.4 Підбор підшипників

Мінімальний діаметр вала d_B визначається з залежності

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16M_{\text{кр}}}{\pi[\tau]}}$$

де $M_{\text{кр}}$ – крутний момент на валу,

$[\tau]$ – допустима напруга кручення.

Вибираємо матеріал вала сталь 40Х. Для цього матеріалу

$$[\tau] = 50 \text{ МПа}$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 254}{3.14 \cdot 50 \cdot 10^6}} = 29.6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо

$$d_B = 30 \text{ мм}$$

Діаметр вала під підшипники приймаємо

$$d_{\text{ВП}} = 45 \text{ мм}$$

Схема розподілу радіального навантаження на підшипники приведена на рис.3.2.

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

37

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

Оскільки мінімальне радіальне переміщення повинне бути в манжеті, то цю точку приймаємо за точку обертання зовнішньої балки.

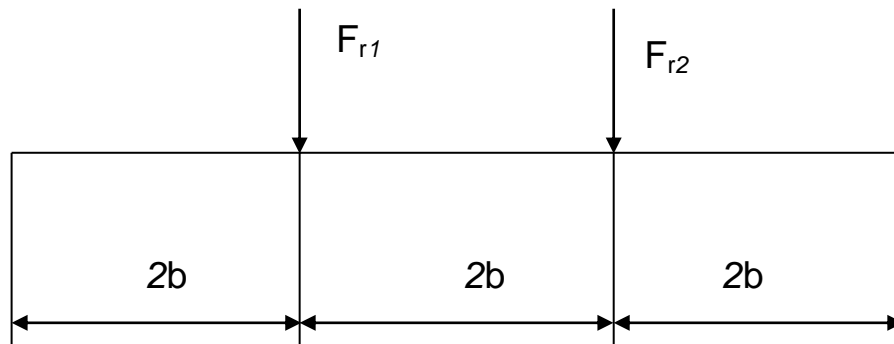


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема валу

b – ширина підшипника, м.

Тоді складаємо рівняння моментів:

$$M_2 = 2b \cdot F_{r2};$$

$$M = 6b \cdot R_{рад};$$

$$M_1 = 4b \cdot F_{r1};$$

$$M = M_1 + M_2;$$

$$6b \cdot R_{рад} = 2b \cdot F_{r2} + 4bF_{r1};$$

Приймаємо, що підшипники в 1 і 2 опорі однакові, але в 1 опорі здвоєний підшипник, приймаємо:

$$F_{r2} = \frac{F_{r1}}{2} = \frac{F_A}{3}; \quad (3.16)$$

$$F_{r2} = \frac{4.3 \cdot 10^3}{3} = 1430H.$$

$$F_{r1} = 2 \cdot 1430 = 2860H$$

Инд. № подл	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Взам. инв. №
Подп. и дата	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

У першій опорі застосовується здвоєний радіально-упорний підшипник середньої серії 46309 ГОСТ 831-75.

Його розміри:

$$\begin{aligned}
 d &= 45\text{мм}, \\
 D &= 100 \text{ м}, \\
 b &= 50 \text{ мм}, \\
 \alpha &= 26^\circ, \\
 C_a &= 116000 \text{ Н}, \\
 C_{0a} &= 93870 \text{ Н}.
 \end{aligned}$$

Згідно схеми навантаження:

$$F_{a1} = l_2 F_{r2} + F_A; \tag{3.17}$$

Приймаємо $l_2 = l_1 = 0,30 \text{ м}$.

Тоді осьове зусилля в першій опорі:

$$F_{a1} = 0,3 \cdot 1430 + 750 = 1179\text{Н}$$

В другій = опорі:

$$F_{a2} = l_2 F_{r2}; \tag{3.18}$$

$$F_{a2} = 0,30 \cdot 1430 = 429\text{Н} .$$

В другій опорі застосовуємо кульковий радіальний підшипник 309 ГОСТ 8338-75 з розмірами:

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

39

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

$$d = 45 \text{ мм},$$

$$D = 100 \text{ м},$$

$$b = 25 \text{ мм},$$

$$\alpha = 26^\circ,$$

$$C_a = 80400 \text{ Н},$$

$$C_{0a} = 76200 \text{ Н}.$$

Для першої опори:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1179}{2862} = 0,41 \geq e.$$

Згідно [3]

$$e = 0,26,$$

$$x = 0,57,$$

$$\psi = 0,93.$$

Еквівалентне навантаження:

$$P_1 = xF_{r1} + \psi F_{a1}; \quad (3.19)$$

$$P_1 = 0,57 \cdot 2872 + 0,93 \cdot 1179 = 2730 \text{ Н}.$$

Номинальна довговічність підшипників у першій опорі:

$$L = \left(\frac{116000}{2730} \right)^3 = 2152 \text{ млн. обертів}.$$

Довговічність підшипників в 1 опорі при частоті 5000 об/хв:

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

40

Подп. и дата

Взам. инв. №

Инв. № дубл.

Подп. и дата

Инв. № подл

Ли

Изм.

№ докум.

Подп.

Дат

$$L_n = \frac{2152 \cdot 10^6}{5000 \cdot 60} = 7170 \text{ годин.}$$

Для другої опори:

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{429}{1430} = 0,3;$$

тобто. $e = 0,30$, $x = 0,56$, $\psi = 1,45$.

Еквівалентне навантаження:

$$P_2 = 0,56 \cdot 1420 + 1,45 \cdot 429 = 1420 \text{ Н.}$$

Номінальна довговічність в другій опорі:

$$L_2 = \left(\frac{50200}{1420} \right)^3 = 4420 \text{ млн. обертів.}$$

Довговічність підшипника:

$$L_{П2} = \frac{4420 \cdot 10^6}{60 \cdot 5000} = 14730 \text{ годин.}$$

Таким чином, довговічність підшипникового вузла визначає перша опора

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

41

4 Розділ з охорони праці [10]

Параметри та види вібрації, її дія на організм людини

Під вібрацією розуміють механічні коливання твердого тіла. Найпростішим видом таких коливань є гармонійні коливання, при яких відбувається по чергове наростання та спадання в часі (за синусоїдальним законом) значень рухомої точки чи механічної системи.

Вібрації виникають, зазвичай, при роботі машин та механізмів, які мають неврівноважені і незбалансовані частини, що обертаються чи здійснюють зворотно-поступальний рух. До такого устаткування належать оброблювальні верстати, штампувальні та ковальські молоти, електро- та пневмоперфоратори, електроприводи, насосні установки, компресори, механізований інструмент та ін. При роботі даного устаткування вібрація відіграє негативну роль. У той же час, вібрацію застосовують і для інтенсифікації виробничих процесів, наприклад, при ущільненні бетонних сумішей, роздрібнюванні та сортуванні інертних матеріалів, розвантажуванні та сортуванні сипучих матеріалів. Вібрація характеризується абсолютними та відносними параметрами.

До основних абсолютних параметрів належать: вібропереміщення (s) – миттєве значення кожної з координат, які описують положення тіла, чи матеріальної точки під час вібрації; амплітуда вібропереміщення (A) – найбільше відхилення точки, яка коливається з певною частотою, від положення рівноваги, м; віброшвидкість (v) – кінематичний параметр, що дорівнює швидкості переміщення (перша похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с; віброприскорення (a) – кінематичний параметр, що дорівнює прискоренню переміщення (друга похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с²; період вібрації (T) – найменший інтервал часу, через який під час періодичної вібрації повторюється кожне значення величини, яка характеризує вібрацію, с; частота вібрації (f) - величина, обернено

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

42

Инд. № подл.	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

пропорційна періоду вібрації, яка показує кількість коливань за одиницю часу точки під час вібрації, Гц.

Оскільки абсолютні параметри, що характеризують вібрацію змінюються в широких межах, то на практиці частіше використовують відносні параметри – рівні, які визначаються відносно опорного (порогового) значення відповідного параметра і вимірюються в децибелах (дБ). Стандартні опорні значення наступні:

амплітуди вібропереміщення $A_0 = 8 \cdot 10^{-12}$ м; віброшвидкості $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с; віброприскорення $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с².

Найчастіше для оцінки вібрації використовують логарифмічний рівень віброшвидкості L_v , який визначається за формулою:

$$L = 201g(v/v_0) \text{ (дБ)},$$

де v – абсолютне значення віброшвидкості, м/с;

v_0 – опорне значення віброшвидкості, м/с.

За способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та місцеву (локальну) вібрацію. Загальна вібрація передається на тіло людини, яка сидить або стоїть, переважно через опорні поверхні – сидіння, підлогу. Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами та обладнанням, деталями, які обробляються і т. п. Можлива також одночасна дія загальної та локальної вібрації.

Наприклад, при роботі на дорожньо-будівельних машинах на руки передається локальна вібрація від органів керування, а на все тіло – від машини через сидіння.

Залежно від джерела виникнення загальна вібрація підрозділяється на: транспортну, яка діє на операторів (водіїв) транспортних засобів (автомобілі, трактори); транспортно-технологічну, яка діє на операторів машини з обмеженою рухливістю та таких, що рухаються тільки по спеціально підготовлених поверхнях виробничих приміщень, промислових майданчиків та гірничих виробок (екскаватори, промислові та будівельні крани, автотранспортувачі, авто- та електрокари);

Инд. № подл	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Взам. инв. №
Подп. и дата	
Инд. № подл	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

43

технологічну, яка діє на операторів стаціонарних машин або передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації (метало- і деревооброблювальні верстати, ковальсько-пресувальне устаткування, насосні станції, бурові вишки).

Загальну технологічну вібрацію за місцем дії поділяють на такі типи:

- на постійних робочих місцях виробничих приміщень підприємств;
- на робочих місцях складів, їдалень, побутових, чергових та інших виробничих приміщень, де немає джерел вібрації;
- на робочих місцях заводоуправлінь, конструкторських бюро, лабораторій, обчислювальних центрів, медпунктів, конторських приміщень, робочих кімнат та інших приміщень для працівників розумової праці.

За джерелом виникнення локальну вібрацію поділяють на таку, що передається від:

- ручних машин або ручного механізованого інструменту, органів керування машинами та устаткуванням;
- ручних інструментів без моторів (наприклад, рихтувальні молотки) та деталей, які обробляються.

За часовими характеристиками загальні та локальні вібрації поділяються на: постійні, для яких величина віброприскорення чи віброшвидкості змінюється менше ніж у два рази (менше 6 дБ) за робочу зміну;

непостійні, для яких вищеперераховані параметри вібрації змінюються не менше ніж у два рази (6 дБ і більше) за робочу зміну.

В свою чергу, непостійні вібрації поділяються на:

- коливні, рівні яких безперервно змінюються в часі;
- переривчасті, коли контакт з вібрацією в процесі роботи переривається, причому довжина інтервалів, під час яких має місце контакт, становить більше 1с;
- імпульсні, що складаються з одного або кількох вібраційних впливів (наприклад, ударів), кожен довжиною менше ніж 1 с, при частоті їх дії менше ніж 5,6 Гц

При дії вібрації на організм людини спостерігаються зміни в діяльності серцевої та нервової систем, спазм судин, зміни у суглобах, що призводить до

Підп. і дата
Взам. инв. №
Инв. № дубл.
Підп. і дата
Инв. № подл

					131.05.ВР.000.00ПЗ	Лис
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		44

обмеження їх рухомості. При нетривалій дії вібрації працівник передчасно втомлюється, при цьому його продуктивність праці знижується. Тривала дія вібрації може спричинити професійне захворювання – вібраційну хворобу. Під час розвитку цієї хвороби з'являється оніміння, відчуття повзання мурашок, біль у суглобах тощо. Слід зазначити, що ефективне лікування вібраційної хвороби можливе лише на ранній стадії її розвитку. Особливо небезпечна вібрація робочих місць з частотою, яка є резонансною з частотою коливання окремих органів чи частин тіла людини, що може призвести до їх механічного пошкодження. Для більшості внутрішніх органів людини частота власних коливань становить 6– 12 Гц.

Ступінь та характер впливу вібрації на організм людини залежить не лише від виду та параметрів, а також і від напрямку її дії. Тому вібрація поділяється залежно від осей ортогональної системи координат X, Y, Z, вздовж яких вона діє. Особливо чутливий організм людини до вертикальної загальної вібрації (вздовж осі Z), коли коливання передаються від ніг до голови

Нормування вібрації

Розрізняють гігієнічне та технічне нормування вібрації. При гігієнічному нормуванні регламентуються відповідні умови щодо захисту від вібрації людини, а при технічному – щодо захисту машин, устаткування, механізмів і т. п. від дії вібрації, яка може призвести до їх пошкодження чи передчасного виходу з ладу.

Основними нормативними документами з охорони праці стосовно вібрації є ГОСТ 12.1.012-90 та ДСН 3.3.6.039-99.

Дія вібрації на організм людини залежить від таких її характеристик: інтенсивності, спектрального складу, тривалості впливу, напрямку дії. Гігієнічна оцінка вібрації, що діє на людину у виробничих умовах здійснюється за допомогою таких методів:

- частотного (спектрального) аналізу її параметрів;
- інтегральної оцінки по спектру частот параметрів, що нормуються;
- дози вібрації;

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

45

Підп. і дата
Взам. инв. №
Инв. № дубл.
Підп. і дата
Инв. № подл

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

При частотному (спектральному) аналізі параметрами, що нормуються є середні квадратичні значення (квадратний корінь із середнього арифметичного квадрата значення в певному інтервалі часу) віброшвидкості v та віброприскорення a , або їх логарифмічні рівні у дБ в діапазоні октавних смуг із середньгеометричними частотами:

- 1,0; 2,0; 4,0; 8,0; 16,0; 31,5; 63,0 Гц – для загальної вібрації;
- 8,0; 16,0; 31,5; 63,0; 125,0; 250,0; 500,0; 1000,0 Гц – для локальної вібрації.

При використанні методу інтегрованої оцінки по спектру частот параметром, що нормується, є коректоване значення віброшвидкості чи віброприскорення що вимірюється за допомогою спеціальних фільтрів, або обчислюється за формулами, наведеними в ДСН 3.3.6.039-99.

При дії непостійної вібрації (крім імпульсної) параметром, що нормується, є вібраційне навантаження (доза вібрації, еквівалентний коректований рівень), одержане робітником протягом зміни та зафіксоване спеціальним приладом або обчислене для кожного напрямку дії вібрації (X, Y, Z) за формулою:

$$D = \int_0^t U^2(t) dt$$

або

$$L_{кор.екв} = L_{кор} + 10 \lg(t/t_{зм})$$

де $U(t)$ – коректоване по частоті значення параметра вібрації в момент часу t , м/с² або м/с;

t – час дії вібрації, год;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

При дії імпульсної вібрації з піковим рівнем віброприскорення від 120 до 160 дБ, параметром, що нормується є кількість вібраційних імпульсів за зміну (годину), в залежності від тривалості імпульсу (таблиця в ДСН 3.3.6.039-99).

Гігієнічні норми вібрації, що діє на людину у виробничих умовах встановлені для тривалості 480 хв. (8 год). При дії вібрації, яка перевищує гранично допустимий рівень, сумарний час її дії протягом робочої зміни повинен

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

46

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

бути меншим. У табл. 5.1 наведено допустимий сумарний час дії локальної вібрації в залежності від перевищення її гранично допустимого рівня.

Таблиця 5.1

Перевищення гранично допустимого рівня вібрації, дБ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Допустимий сумарний час дії локальної вібрації в залежності від перевищення її гранично допустимого рівня, хв	384	302	240	191	151	120	95	76	60	48	38	30

Заходи та засоби захисту від вібрації

Заходи та засоби захисту від вібрації за організаційною ознакою поділяються на колективні та індивідуальні.

Колективні заходи та засоби віброзахисту можна підрозділити за такими напрямками:

- зниження вібрації в джерелі її виникнення;
- зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела;
- організаційно-технічні заходи;
- лікувально-профілактичні заходи.

Зменшення вібрації в джерелі її виникнення досягається шляхом застосування таких кінематичних та технологічних схем, які усувають чи мінімально знижують дію динамічних сил. Так, вібрація ослаблюється при заміні кулачкових та кривошипних механізмів на механізми, що обертаються з рівномірною швидкістю, механічних приводів – на гідравлічні і т. п. Зменшення вібрації досягається також статичним та динамічним зрівноважуванням механізмів та об'єктів, що обертаються. Слід зазначити, що дія динамічних сил може посилитись внаслідок спрацювання окремих механізмів, появи зазорів та люфтів, поганого зчеплення деталей, що призводить до посилення вібрації. При

Підп. і дата
Взам. инв. №
Инв. № дубл.
Підп. і дата
Инв. № подл.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

131.05.ВР.000.00ПЗ

Лис

47

проектуванні устаткування важливо передбачити недопущення резонансних режимів його роботи. Це досягається раціональним вибором маси та жорсткості коливальної системи або частоти змушувальної сили.

Контакту працівника з віброоб'єктом, а відтак і шкідливої дії вібрації можна уникнути шляхом використання дистанційного керування, автоматичного контролю та сигналізації, а також застосування захисного огороження. Якщо цього досягти неможливо, то необхідно при контакті працівника з віброоб'єктом домогтися зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела змушувальної сили. Це можна досягти за допомогою вібропоглинання, віброгасіння та віброізоляції.

Вібропоглинання (вібродемпфірування) полягає в штучному збільшенні втрат у коливальній системі, при цьому енергія вібрації перетворюється в теплову. На практиці для цього найчастіше використовують конструктивні

матеріали з великим внутрішнім тертям (пластмаси, сплави марганцю та міді, магнієві сплави і т. п.) або наносять на поверхні, що вібрують, шар пружно-в'язких матеріалів, які збільшують внутрішнє тертя в коливній системі (покриття поверхонь, що вібрують, гумою та пружно-в'язкими мастиками на основі полімерів, мащення вузлів та з'єднань).

Динамічне віброгасіння полягає у збільшенні реактивного опору коливної системи. Засоби динамічного віброгасіння за принципом дії поділяється на ударні та динамічні віброгасники. Останні за конструктивною ознакою можуть бути пружинними, маятниковими, ексцентриковими та гідравлічними. Вони, зазвичай, являють собою додаткову коливну систему, яка встановлюється на агрегаті. Причому маса та жорсткість цієї системи підібрані таким чином, що в кожний момент часу збуджуються коливання, які знаходяться в протифазі з коливаннями агрегату. Недоліком динамічних віброгасників є те, що вони налаштовані на певну частоту, яка відповідає їх резонансному режиму коливання.

Інв. № подп Подп. і дата Інв. № дубл. Взам. инв. № Подп. і дата						131.05.ВР.000.00ПЗ	Лис
							48
	Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		

Структура та управління підприємством

Виробнича структура підприємства, її види і характеристика

Ефективність використання усіх елементів виробництва на підприємстві в значній мірі залежить від розробки та реалізації ефективних організаційних рішень та формування виробничої структури підприємства як єдиної виробничої системи

Структура підприємства - це його внутрішня будова, яка характеризує склад, розміри його внутрішніх підрозділів, їх підпорядкованість та систему взаємозв'язків між ними

Структура підприємства визначається основною метою його функціонування на ринку, стратегічними завданнями, особливостями продукції, що випускається, масштабами виробництва, специфікою технологій, територіальним розміщенням підприємства та іншими чинниками.

Розрізняють поняття виробничої, загальної структури підприємства та організаційної структури управління ним.

Діяльність будь-якого підприємства пов'язана з певними виробничими процесами. Ці процеси відбуваються у підрозділах, які формують виробничу структуру підприємства

Виробнича структура підприємства - це сукупність, кількісний склад і взаємозв'язки його виробничих підрозділів, які прямо або опосередковано беруть участь у виробничому процесі

Ключові терміни і поняття: виробнича структура підприємства, цех, виробнича дільниця, робоче місце, загальна структура підприємства, управління підприємством, принципи управління, функції управління, інструменти управління, методи управління, організаційна структура управління.

Структура підприємства визначається:

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
-------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

- кількістю структурних виробничих підрозділів;
- площею структурних виробничих підрозділів;
- часткою працівників окремих підрозділів в загальній чисельності працівників підприємства;
- питомою вагою обсягу випуску продукції окремими підрозділами в сукупному обсязі випуску продукції усім підприємством;
- часткою вартості основних фондів окремих підрозділів у їх сукупній вартості та ін.

Базовим елементом виробничого процесу є робоче місце – частина виробничої площі, оснащеної необхідним устаткуванням та інструментами, на якій виконуються певні операції з виготовлення продукції. Робочі місця об’єднуються у виробничі дільниці.

Виробнича дільниця є сукупністю робочих місць, на яких виконуються технологічно однорідні роботи або виготовляється однорідна продукція.

Звідси, виробничі дільниці можуть організовуватись за технологічним або за предметним принципом. Наприклад, швейні підприємства найчастіше організовують виробництво в основних виробничих підрозділах за технологічним принципом, а кондитерські - за предметним. Виробничі дільниці можуть об’єднуватись у цехи.

Цех - це територіально і адміністративно відокремлений підрозділ підприємства, в якому виконується комплекс робіт відповідно до внутрішньозаводської спеціалізації. Кількість цехів залежить від конструктивних і технологічних параметрів продукції, обсягів її виробництва, рівня спеціалізації та кооперування.

Цехи поділяються на:

основні – спеціалізуються на виготовленні профільної продукції підприємства, призначеної для задоволення потреб зовнішніх споживачів (заготівельні, обробні, складальні); у таких цехах виконується певна стадія процесу переробки вхідних сировинно-матеріальних ресурсів на готову продукцію або стадія процесу виготовлення виробу (його частини);

Инд. № подл.	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Взам. инв. №
Инд. № инв.	Подп. и дата
Инд. № инв.	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	131.05.ВР.000.00ПЗ	Лис
						50

допоміжні – сприяють випуску основної продукції, виготовляють допоміжну продукцію, необхідну для нормальної роботи основних цехів (інструментальні, ремонтні, енергетичні);

побічні – переробляють відходи основного та допоміжного виробництв, виготовляють непрофільну продукцію, відновлюють допоміжні матеріали (наприклад, регенерують мастила, утилізують відходи, виготовляють товари широкого вжитку);

підсобні – здійснюють підготовку основних матеріалів до виробничого споживання основними цехами, виготовляють тару, вирощують сільськогосподарську продукцію для власних потреб;

обслуговуючі – забезпечують нормальну роботу основних і допоміжних цехів (складське, транспортне, санітарно-технічне господарства).

Також до виробничих підрозділів підприємства належать лабораторії, експериментальні цехи, випробувальні центри і полігони, та ін.

У залежності від складу внутрішніх підрозділів підприємства можна виділити такі види його виробничої структури:

- 1) цехова - головним виробничим підрозділом є цех;
- 2) безцехова - основою побудови виробничої структури є виробнича ділянка;
- 3) корпусна - основним виробничим структурним підрозділом є корпус як об'єднання однотипних цехів;
- 4) комбінатська - поєднуються стадії послідовного процесу переробки сировини, а підрозділи виготовляють завершену частку готового виробу.

Виробничими підрозділами структура підприємства на обмежується. Тому розрізняють загальну структуру підприємства.

Загальна структура підприємства включає, крім виробничих підрозділів, заклади соціально-культурного призначення, покликані забезпечувати працівникам належні умови праці та відпочину, а також підрозділи апарату управління

Загальну структуру підприємства приведена на рис. 6.1

Инд. № подл	Подп. и дата	Инд. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	

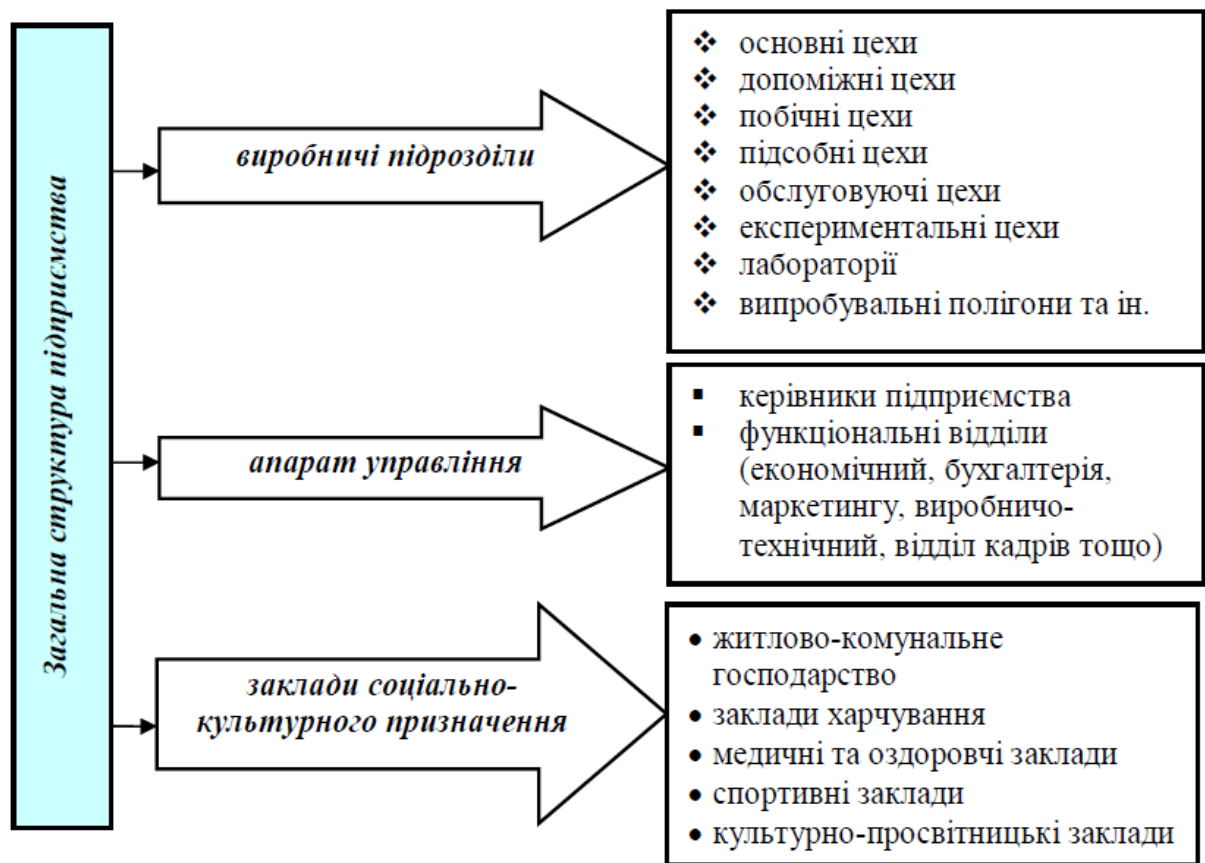


Рисунок 6.1 – Загальна структура підприємства

Оскільки визначальною у загальній структурі підприємства є саме виробнича структура, то слід враховувати основні чинники, які на неї впливають:

1) масштаб виробництва – кількість виробів певного виду, типорозмірів продукції визначають формування відповідних за спеціалізацією та потужністю підрозділів; збільшення обсягів виробництва ускладнює внутрішньовиробничі зв'язки і саму виробничу структуру підприємства

2) складність конструкції виробів – вид продукції визначає характер виробничих процесів, а, отже, і склад основних цехів, їх різноманітність, розмаїття виробничих зв'язків між ними;

3) характер технологічного процесу – пов'язаний із попереднім чинником і залежить від нього; складність технології обумовлює ускладнення виробничої структури підприємства, передбачає розширення видів як основних, так і допоміжних та побічних цехів;

Инь. № подл	Подп. и дата	Инь. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

4) рівень спеціалізації і кооперування – підвищення рівня спеціалізації сприяє однорідності випуску продукції, зменшенню різноманітності цехів, спрощує виробничу структуру; спеціалізація веде до розширення кооперованих зв'язків з іншими підприємствами, що також призводить до спрощення виробничої структури;

5) ступінь охоплення життєвого циклу виробів – якщо підприємство, крім безпосереднього виготовлення продукції, її складування і транспортування, передбачає сервісне обслуговування, то це призводить до створення спеціалізованих підрозділів в регіонах, до ускладнення виробничої структури.

Структура підприємства є не сталою, вона може змінюватись під впливом як перелічених чинників, так і вдосконалюватись разом зі зміною вимог до самої продукції, технології її виготовлення, до використовуваної на підприємстві системи управління. Однак, основною вимогою до структури підприємства є забезпечення раціонального сполучення в просторі і часі всіх елементів виробничого та інших процесів на підприємстві

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	131.05.ВР.000.00ПЗ					Лис
										53
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат						

Висновки

Під час виконання кваліфікаційної роботи бакалавра в основному розділі, було розроблено регульований аксіально-поршневий гідромотор із похилим блоком.

Були проведені розрахунки розмірів гідромотора. Також , проведені розрахунки на міцність.

За результатами розрахунків були побудовані такі робочі креслення: складальне креслення аксіально-поршневого гідромотора із похилим блоком, креслення блоку циліндрів, креслення валу.

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	131.05.ВР.000.00ПЗ	Лис
						54
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		

Література

1. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Гідравлічні машини : навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 100 с
2. Гідравліка машинотракторних агрегатів : навч. посіб. / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 160 с.
3. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій / укладач Е. В. Колісніченко, А. С. Мандрика, В. О Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 176 с.
4. Гідравліка і гідропривод: довідник / В.Г. Федоров, Н.С. Мамелюк, О.І. Кепко, О.С. Пушка; за ред. В.Г.Федорова. Умань: Видавничополіграфічний центр «Візаві», 2017. – 135 с
5. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: Підручник для здобувачів вищої освіти / Д. П. Журавель, І. П. Паламарчук, С. М. Уманський, В. І. Паламарчук; за ред. Д. П. Журавля. – Київ: ЦП «Компринт», 2021. – 449 с
6. Системи гідроприводів : навч. посіб./Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак; за ред. Г.А. Крутікова – Х. : НТУ «ХП», 2014. – 220 с.
7. Гідравліка, гідро- та пневмопривод [Текст] : підручник / за ред.: О.О. Федорця, О.Ф. Саленка. — 2-ге вид., перероб. і доп. — К. : Знання, 2009. — 502 с
8. Кононенко, А.П. Об'ємні гідравлічні машини гідроприводів [Текст] : навч. посіб. / А. П. Кононенко. — Донецьк : ДонНТУ, 2011. — 292 с
9. Кулінченко, В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід [Текст] : підручник / В. Р. Кулінченко. — Київ : ЦНЛ, 2006. — 616 с
10. Основи охорони праці: Підручник. 2-ге видання, доповнене та перероблене. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз'яков, Л. О. Мітюк. За ред. К. Н. Ткачука і М. О. Халімовського. — К.: Основа, 2016 — 448 с.

Инв. № подл	Подп. и дата				131.05.ВР.000.00ПЗ	Лис
	Взам. инв. №					
Инв. № дубл.	Подп. и дата				131.05.ВР.000.00ПЗ	Лис
	Взам. инв. №					
Инв. № подл	Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	55

11. О. С. Економіка підприємства: підруч. [для студ. вищ. навч. закл.] / О. С. Іванілов – К.: Центр учбової літератури, 2009.

Инв. № подл	Подп. и дата				Инв. № дубл.	Взам. инв. №				Подп. и дата
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат	131.05.ВР.000.00ПЗ					Лис
										56