

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
проф., докт. техн. наук
М. І. Сотник
«___» _____ 2023 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА
на тему “РОЗРОБКА РЕГУЛЬОВАНОГО
АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСУ
З ПОХИЛИМ БЛОКОМ”**

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

Виконавець роботи

(підпис)

Черниш А. О.

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Кулініч С. П.

(прізвище, ініціали)

Суми 2023

Сумський державний університет
ЦЗДВН
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
« ___ » _____ 2023р.

ЗАВДАННЯ
до кваліфікаційної роботи магістра
Чернишу Артему Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

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

затверджена наказом по університету від" _____ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи 20.12.2023 р

3. Вихідні дані до роботи: робочий об'єм насоса 400 см^3 , тиск на вході $0,6 \text{ МПа}$, тиск на виході 32 МПа , частота обертання 2000 хв^{-1} .

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

1. Опис конструкції і принципу дії насоса

2. Визначення розмірів насоса

3. Розрахунок на міцність деталей та вузлів насоса

4. Розділ з економіки

5. Охорона праці та безпека життєдіяльності

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

1. Складальне креслення насоса

2. Робочі креслення деталей та вузлів насоса

Всього 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 насоса	15.10.2023	
2	Визначення розмірів насоса	31.10.2023	
3	Розробка складального креслення насоса	10.11.2023	
5	Розрахунок на міцність деталей та вузлів насоса	20.11.2023	
6	Розробка робочих креслень деталей та вузлів насоса	30.11.2023	
7	Розділ з економіки	10.12.2023	
8	Розділ з охорони праці	15.12.2023	
9	Оформлення РПЗ	20.12.2023	

7. Дата видачі завдання « ___ » _____ 2023р.

Студент- _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

РЕФЕРАТ

Записка: 62 с., 6 рис., 1 табл., 11 джерел.

Графічний матеріал: 4 аркуші формату А1.

ТЕМА РОБОТИ Розробка регульованого аксіально-поршневого насоса з похилим блоком

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

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

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

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

Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
Вступ	5
1 Опис конструкції й принципу дії насоса	7
2 Розрахунок та конструювання аксіально-поршневого насоса	19
2.1 Розрахунок розмірів блоку циліндрів	19
2.2 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів	27
2.3 Розрахунок торцевого розподільника	29
2.4 Сили, що діють на блок і розподільник	30
3 Розрахунок на міцність	31
3.1. Розрахунок блоку циліндрів	31
3.2. Розрахунок сил , що діють на поршні	32
3.3 Розрахунок на міцність поршневої групи	33
3.4 Підбор підшипників	41
4 Мікроклімат виробничих приміщень	47
5 Економічна безпека підприємства	52
Висновки	60
Список літератури	61

Вступ

Роторна аксіально-поршнева гідромашина – це гідромашина, в котрій робочі камери обертаються відносно осі ротора, а осі поршня або плунжерів паралельні осі обертання чи складають із нею кут менше 45° . Насоси та гідродвигуни із аксіальним або близькому до аксіального роз положення циліндрів, є найбільш розповсюдженими в гідравлічних системах (гідроприводах). За характеристиками (параметри, коефіцієнт корисної дії) вони перевищують інші типи гідромашин.

Ці насоси і гідро двигуни 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 гідродвигунів знаходяться в межах 15 – 50 (більше значення відноситься до гідромашин, що працюють на більш високих тисках). В насосах та гідро двигунах 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 знаходиться 30 – 100 Н/кВт Н/кВт. Вагова перевага гідро двигунів цього типу у порівнянні із електродвигуном складає від ~ 80 раз для малої до ~ 12 раз для більшої потужності.

Особливістю розглянутих машин є відносно малий момент інерції частин, що обертаються, що має велике значення при використанні їх у якості гідродви-

гунів. Махові маси аксіально-поршневого гідродвигуна із потужністю 200 кВт складають менше 1/10 махових мас електродвигуна такої ж самої потужності. Маховий момент гідродвигуна 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 електродвигуна такої ж потужності у частоті обертання, тобто в 62 рази менше, ніж маховий момент електродвигуна. Важливим параметром для багатьох випадків застосування є також прийомистість (швидкодія) насоса при регулюванні обертання. Зміна напрямку обертання здійснюється в деяких випадках для цих насосів за $0,04 \text{ с}$ та від максимальної до нульової – за $0,02 \text{ с}$.

Найбільш розповсюджене число циліндрів в аксіально-поршневих машинах це 7 – 9, діаметри циліндрів гідромашин (насосів, гідродвигунів) зазвичай знаходяться в межах від 10 до 50 мм, а робочі об'єми машин – в межах від 5 до 1000 см^3 . Максимальний кут між осями циліндрового блоку та валу зазвичай дорівнює в насосах 20° та 30° в гідродвигунах.

Частота обертання насосів загальномашинобудівного застосування середньої потужності дорівнює $1000 - 2000$ об/хв; частота обертання гідродвигунів може бути вища у 1,5 рази, ніж у насосів тієї ж потужності та конструкції. Частота обертання подібних насосів та гідро двигунів 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 и 30000 об/хв та мінімальною – $5 - 10$ об/хв.

Для спеціальної мети були створені малогабаритні насоси 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 насоса за рахунок великої частоти обертання досягає $20 \text{ дм}^3/\text{хв}$ при тиску 40 МПа .

Насоси та гідродвигуни із аксіальним розташуванням циліндрів застосовуються при тисках $20 - 40 \text{ МПа}$, більш рідко при високих тисках (насоси із подачею до $400 \text{ дм}^3/\text{хв}$ часто випускаються із робочим тиском до 55 МПа). Потужність

унікальних насосів та гідродвигунів, що випускаються для певних галузей промисловості (для прокатних станів), досягає 4000 – 4500кВт (подача/витрати до 8700 дм³/хв) й більше.

Насоси та гідродвигуни цих типів мають високий об'ємний ККД, який для більшості моделей досягає при оптимальних режимах роботи значень 0,97 – 0,98. Багато закордонних фірм дають гарантію для насосів із подачею 130 – 150 дм³/хв і тиском 35 МПа на об'ємний ККД не менше 0,99. Загальний ККД цих насосів складає приблизно 0,95.

Розрізняють гідромашини (насоси та гідродвигуни) із похилим циліндровим блоком та машини із похилим диском, розуміючи під першим аксіально-поршневі гідромашини, у яких вісь ведучої ланки (як правило валу) та вісь обертання ротора перетинаються, а під другими – аксіально-поршневі гідромашини , у яких вісь ведучої ланки та вісь обертання ротора співпадають, тобто у таких гідромашин ведуча ланка та ротор розташовані на одній вісі. Окрім перерахованого вище існує багато інших конструктивних відмінностей, однак зазвичай вони не є принциповими та граничні характеристичні можливості всіх машин цього типу в більшості випадків однакові.

1 Конструкція та принцип дії аксіально-поршневого насоса

1.1 Принцип дії аксіально-поршневого насоса із похилим блоком

Аксіально-поршневі насоси конструюються на основі кінематичних схем просторових механізмів, що перетворюють зворотно-поступальний рух поршнів в обертальний рух вала у напрямленні. Одна із схем такого насоса 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.

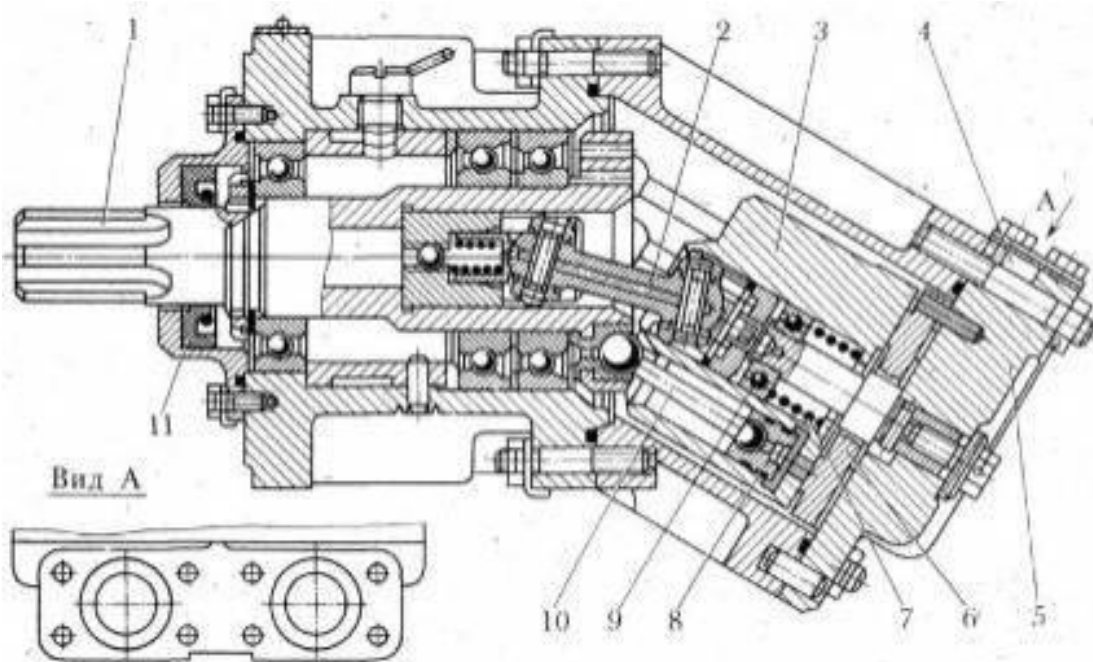


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема аксіально-поршневої гідромашини із похилим блоком

При обертанні блока поршні рухаються обертально-поступово. В результаті цього кожен поршень на протязі деякого періоду замінює 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):

$$S_{0i} = D_6 \operatorname{tg} \gamma .$$

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

$$W_{0i} = \frac{\pi d^2}{4} D_6 \operatorname{tg} \gamma , \quad (1.1)$$

де d – діаметр поршня.

Для підключення до гідравлічної лінії насос має два патрубкa напірний та зливний. Щоб рідина при обертанні блоку могла поступити в потрібні моменти часу в циліндри та протікати із напірного патрубкa в зливний, в насосі 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.

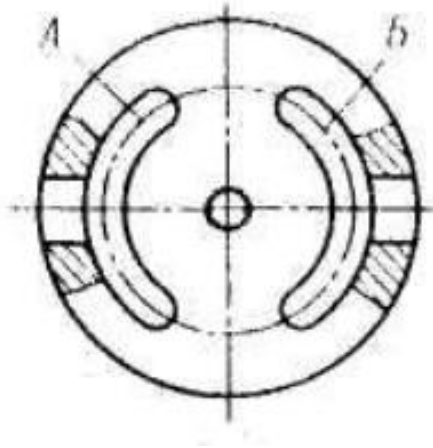


Рисунок 1.2 – Розподільний диск

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 переходить із одного циклу в інший. Площиною А розподільний диск притискається до дзеркала блоку циліндрів, протилежною стороною – до корпуса гідромашини. Вікна 12 та 13 при цьому з'єднуються із напірними та зливними (всмоктувальними для насоса) 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 одноціле із кришкою насоса.

Показана на рис.1.1 схема аксіально-поршневої гідромашини не є єдиною 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.2, застосовують клапани спеціальної конструкції або інші пристрої.

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 насоса

Регульовані аксіально-поршневі насоси та гідродвигуни серії 300 призначені для використання в приводах будівних та дорожніх машин. Насоси випускаються в однопоточному (тип 313...), двопоточному (тип 323...) та трипоточному (тип 333...) виконаннях. Регулювання здійснюється поворотом блоку навколо горизонтальної вісі в діапазоні 7-25°. Основними особливостями насосів цієї серії є відсутність поворотного корпусу та застосування торцевого розподільника, робочі та тильні сторони які утворені сферичними поверхнями.

Загальний вигляд насоса типа 313.16 показаний на рис.1.1. До конструкції входять: 1 – качаючий вузол; 2 — корпус; 3 — механізм повороту блоку циліндрів; 4 — регулятор тиску; 5 — кільце ущільнюоче; 6 — кільце упорне; 7 — манжета; 8 — кришка. Качаючі вузли насосів серії 300 уніфіковані і подібні качаючими вузлами насосів та насосів типу 210.

Нерегульовані аксіально-поршневі гідромашини типу 210 (рис.1.4) також використовуються в гідросистемах будівних та дорожніх машин в силових вузлах об'ємного гідроприводу.

Гідромашина в режимі насоса працює наступним чином. При обертанні валу 40 шатуни 38 через внутрішні конічні розточки поршнів передають тангенціальну складову сили, необхідну для приведення блоку циліндрів 20 в обертальний рух. Фіксація блоку у просторі здійснюється за допомогою центрального шипа 1, сферична головка котрого закріплена у фланці вала 40, а хвостовик опирається на втулку 33, запресовану в центральний отвір нерухомого сферичного розподільника 32.

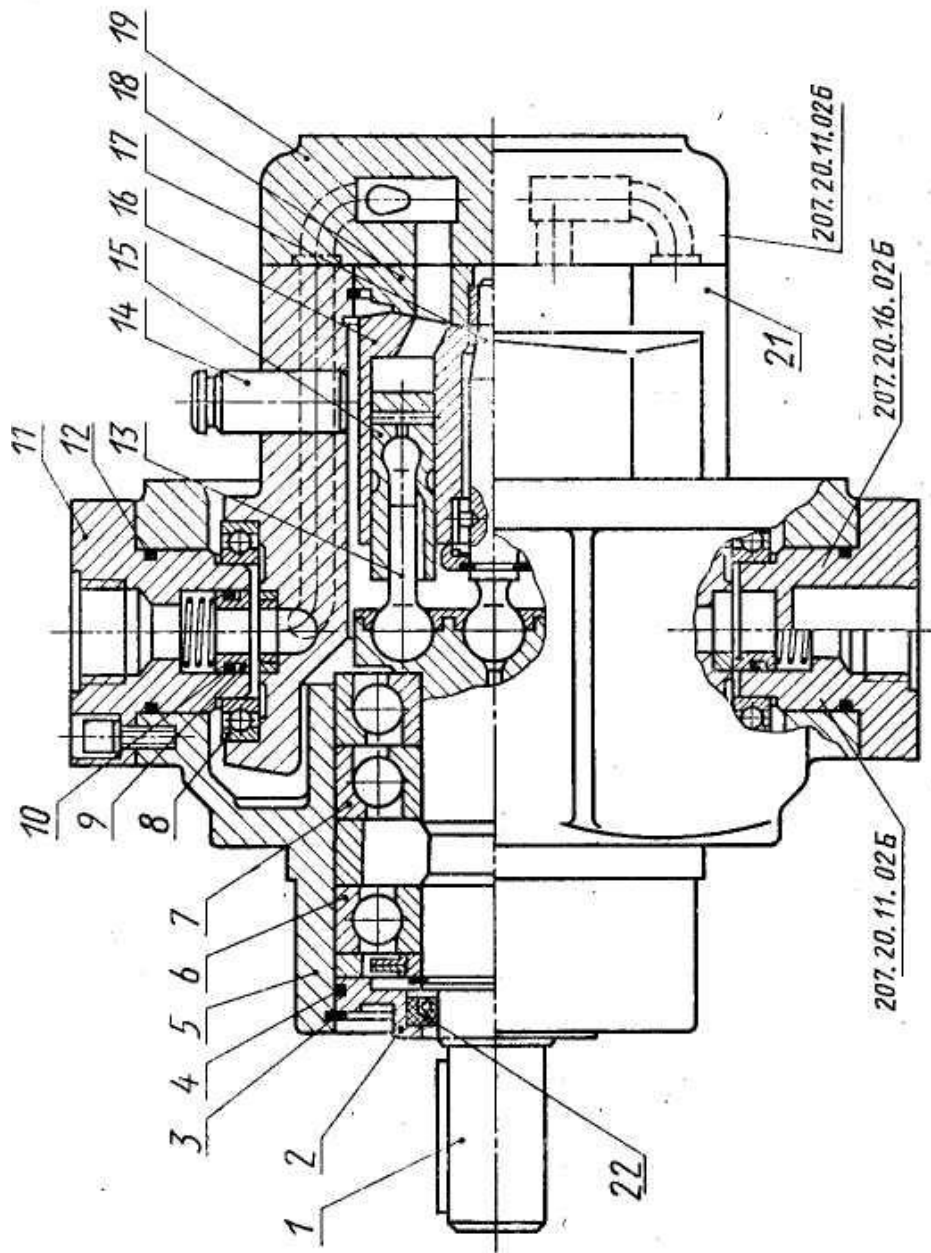


Рисунок 1.3 – Регульований аксіально-поршневий гідродвигун

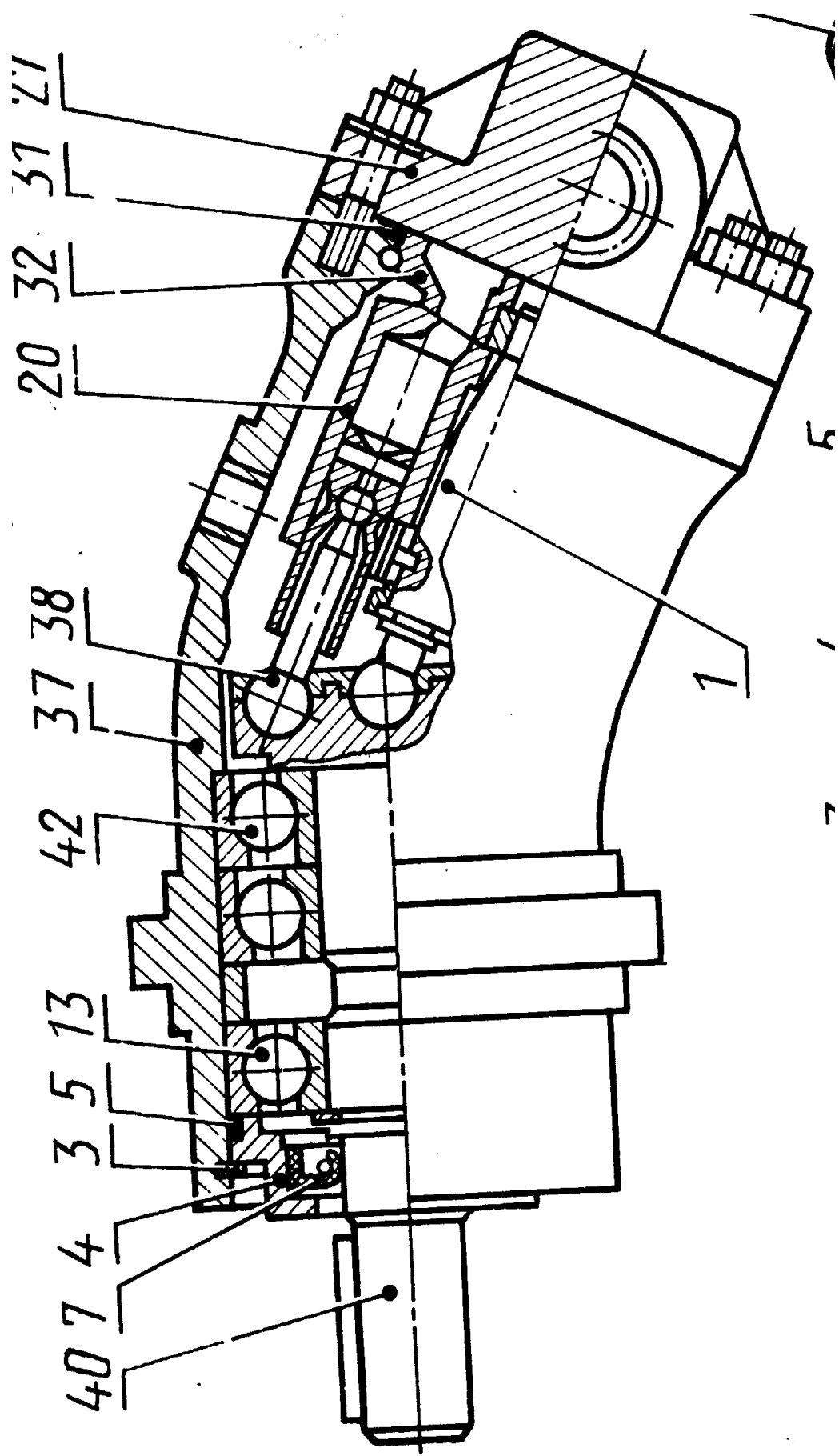


Рисунок 1.4 – Нерегульована аксіально-поршнева машина із похилим блоком

В силу похилого положення блоку циліндрів відносно вісі валу при обертанні блоку поршні роблять складний рух: обертальний разом із блоком циліндрів та зворотно-поступальне відносно стінок блоку циліндрів. За один оборот валу кожен поршень у відносному русі здійснює один подвійний хід, відповідний послідовному збільшенню і зменшенню об'ємів робочих камер циліндрів. При цьому за першу половину оберту валу розподільник забезпечує комутацію робочих камер із всмоктуваною, а у другій – із напірною лінією гідросистеми, підключеними до отворів у задній кришці 27 корпусу 37 насоса.

При експлуатації машини в режимі гідродвигуна робоча рідина із напірної лінії гідросистеми через отвір у кришці 27 та вікно розподільника 32 поступає в циліндри блоку 20, утворюючи сили гідростатичного тиску на поршні. Ці сили шатунами 38 передаються на опірний фланець та утворюють крутний момент на валу 40 насоса. Основним вузлом гідромашини є качаючий вузол (рис 1.5).

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 ущільнює; 25 – кришка; 26 – манжетне ущільнення; 28 – вал.

Схема регулювання робочого об'єму гідродвигуна приведена на рис 1.6.

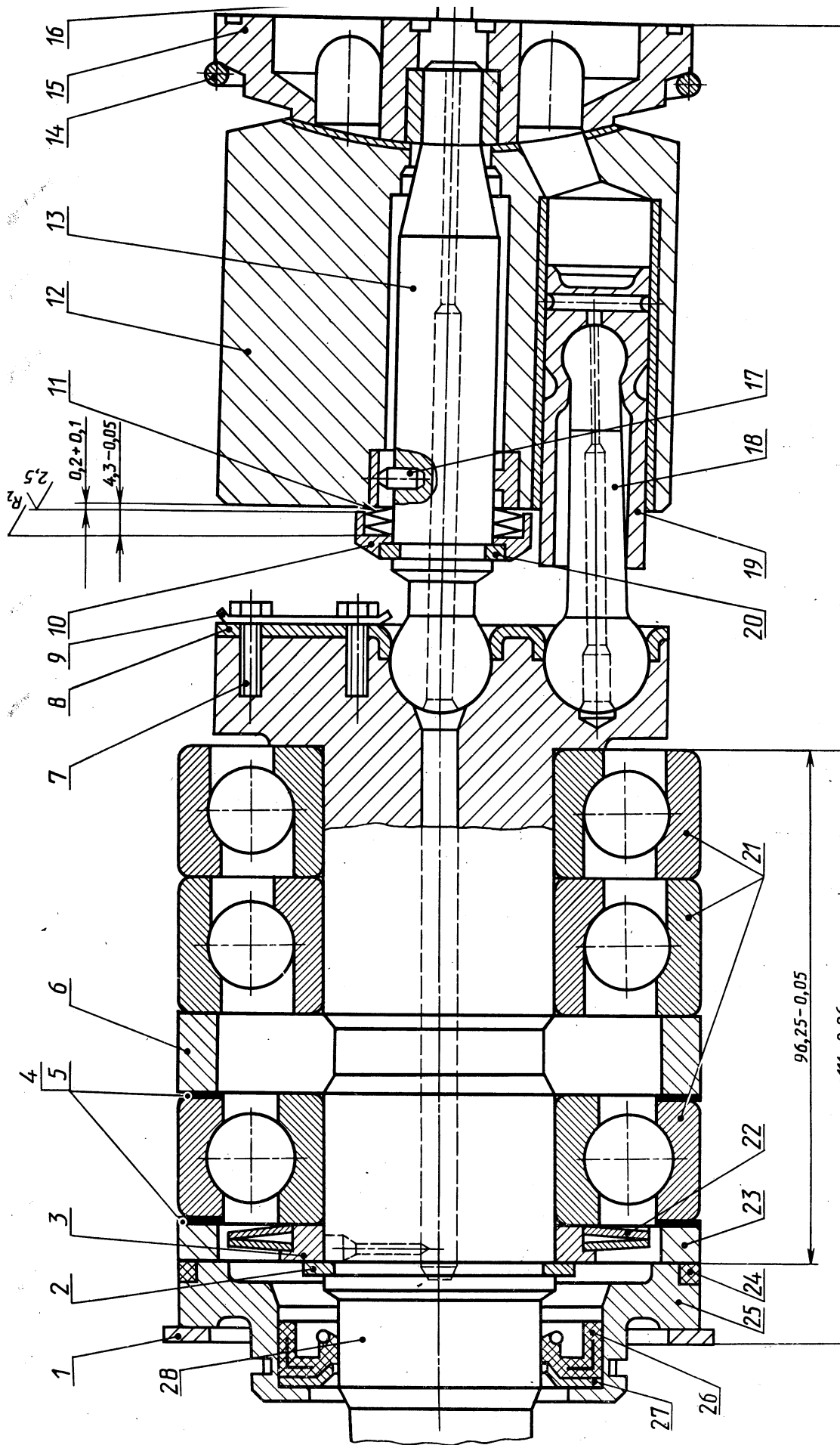


Рисунок 1.5 – Качающий узел аксиально-поршневой гидромашины із нахильним блоком

2 Розрахунок та конструювання аксіально-поршневого насоса

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

2.1 Розрахунок блока циліндрів аксіально-поршневого насоса

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 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.

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:

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

$$\text{де } A = \frac{R}{r};$$

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

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

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:

$$p = 1,2p_{\text{н}}$$

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

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:

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

Приймаємо : $A=1,3$.

Робочий об'єм насоса 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

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

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:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 400 \cdot \sin \frac{180}{7} \cdot 1000}{3.14 \cdot 7 \cdot 0.443 \cdot (1.3 + 1)}} = 39.5 \text{ мм}$$

Приймаємо: $d=40$ мм.

За формулою (2.8) розрахуємо:

$$D_{\text{ц}} = \frac{40 \cdot (1.3 + 1)}{2 \cdot \sin \frac{180}{7}} = 106 \text{ мм}$$

Округливши, маємо: $D_{\text{ц}} = 106$ мм.

А товщина стінок блоку циліндрів (2.7) буде:

$$b = \frac{40}{2} (1.3 - 1) = 6 \text{ мм}$$

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

$$D_{\text{н}} = D_{\text{ц}} + d + 2b, \tag{2.15}$$

$$D_{\text{н}} = 106 + 40 + 2 \cdot 6 = 152 \text{ мм}$$

а внутрішній його діаметр:

$$D_{\text{в}} = D_{\text{ц}} - d - 2b, \tag{2.16}$$

$$D_{\text{в}} = 106 - 40 - 2 \cdot 6 = 58 \text{ мм.}$$

Приймаємо:

$$D_H = 152 \text{ мм},$$

$$D_B = 58 \text{ мм}.$$

Товщина дна блоку циліндрів зазвичай рахується так:

$$b_{\text{ц}} = 1,5b, \quad (2.17)$$

$$b_{\text{ц}} = 1.5 \cdot 6 = 9 \text{ мм}.$$

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:

$$l_1 = 2,5d,$$

$$l_1 = 2.5 \cdot 40 = 100 \text{ мм}$$

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

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

$$H = 106 \cdot 0.443 = 47.0 \text{ мм}$$

$$l_2 = 47.7 + 100 + 3 = 150.7 \text{ мм}$$

Довжину всього блоку можна розрахувати за формулою:

$$L = l_2 + b_{\text{ц}}$$

$$L = 150.7 + 9 = 159.7 \text{ мм.}$$

Розміри деталей насоса уточнюються при конструкторській розробці.

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

$$W = L \frac{\pi}{4} (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2 - z \cdot d^2) \cdot 10^{-9},$$

$$W = 159.7 \frac{3.14}{4} (152^2 - 58^2 - 7 \cdot 40^2) \cdot 10^{-9} = 1.07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

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

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

$$M = 1.07 \cdot 10^{-3} \cdot 7.8 \cdot 10^3 = 8.35 \text{ кг}$$

Момент інерції блоку також можна розрахувати за наближеною залежністю:

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

$$I = \frac{7.8 \cdot 10^3 \cdot 3.14}{32} [159.7(152^4 - 58^4) - 2 \cdot 7 \cdot 40^2 \cdot 106^2 \cdot 150.7] \cdot 10^{-15}$$

$$= 0.035 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

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 ДСТУ 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 $V = 400 \text{ см}^3$;

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

$$V_H = \frac{3.14 \cdot 4^2}{4} 4.7 \cdot 7 = 413.4 \text{ см}^3$$

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{413.4}{400} \right| \cdot 100 = 3.36\%$$

2.2 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів

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

Діаметр патрубків:

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

де η_0 – об'ємний ккд;

Q – витрати через насос.

Витрати через насос визначаються за формулою:

$$Q = Vn$$

$$Q = \frac{400 \cdot 2000}{1000} = 800 \text{ дм}^3/\text{хв}$$

$$d_{\text{патр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 800}{3,14 \cdot 9 \cdot 0,96 \cdot 60000}} = 44,3 \text{ мм}$$

Приймаємо найближчий більший діаметр $d = 45$ мм.

Уточнюємо швидкість руху рідини:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{к}}^2 \cdot \eta_0},$$

$$v = \frac{4 \cdot 800 \cdot}{3.14 \cdot (45 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0.96 \cdot 60000} = 8.8 \text{ м/с}$$

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

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

кількість циліндрів, що підключені одночасно до однієї лінії.

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

$$f_{\text{ок}} = \frac{800}{3 \cdot 9 \cdot 0.96 \cdot 60000} = 5.14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Площа поршня:

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

$$F_{\text{пор}} = \frac{3.14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1.26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт, що визначає форму вікна:

$$K_{\text{ц}} = \frac{f_{\text{ок}}}{F_{\text{пор}}}, \quad (2.29)$$

$$K_{\text{ц}} = \frac{5.14 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{-4}}{1.26 \cdot 10^{-3}} = 0.41 < 0.95$$

Тобто вікно не є круглим.

Радіус округлення:

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

$$\rho = 1.16 \cdot 40 \cdot (1 - \sqrt{1 - 0.675 \cdot 0.41}) = 7.0\text{мм}$$

Кути , що визначають розміри вікна

$$\psi_1 = \arcsin \frac{d}{D_{\text{ц}}},$$

$$\psi_1 = \arcsin \frac{40}{106} = 22.2^\circ$$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2\rho}{D_{\text{в}}}$$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 7}{106} = 7.6^\circ$$

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

$$\psi_2 = 22.0^\circ - 7.6^\circ = 14.4^\circ$$

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:

$$a = 2\rho,$$

$$a = 2 \cdot 7 = 14 \text{ мм}$$

Площа серповидного вікна:

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

$$f_c = \frac{3.14 \cdot 106 \cdot 10^{-3}}{360} 146.94^\circ \cdot 14 \cdot 10^{-3} = 1.90 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

2.4 Сили, що діють на блок та розподільник

Сила, що притискає блок до розподільника

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

$$R_{\text{пр max}} = \frac{3.14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 4 \cdot 32 \cdot 10^6 = 160.8 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сила, що віджимає блок від розподільника

$$R_{\text{від}} = \frac{f_c \cdot p_n}{2} + \frac{\pi(D_n^2 - D_v^2)p_n}{16},$$

$$\begin{aligned} R_{\text{від}} &= \frac{1.90 \cdot 10^{-3} \cdot 32 \cdot 10^6}{2} + \frac{3.14 \cdot [(152 \cdot 10^{-3})^2 - (58 \cdot 10^{-3})^2] \cdot 32 \cdot 10^6}{16} \\ &= 179 \cdot 10^3 \text{ Н} \end{aligned}$$

Відношення між силою що притискається та віджимається:

$$m = \frac{179 \cdot 10^3}{160.8 \cdot 10^3} = 1.11$$

Враховуючи те, що мінімальне необхідне відношення між цими силами:

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

то пружину для притискання ставити немає необхідності.

3 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

Розрахунки на міцність виконуємо за стандартною методикою [2]

3.1 Розрахунок блоку циліндрів

Приймаємо матеріалу блоку

сталь 40Х для якої:

- допустима напруга

$$[\sigma] = 250 \text{ МПа};$$

- коефіцієнт Пуасона

$$\mu = 0,28;$$

- модуль пружності

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

- допустима деформація

$$\delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм.}$$

Перевірка блоку на міцність.

Перевірка блоку 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:

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

$$\delta = \frac{40 \cdot 10^{-3}}{2.1 \cdot 10^5} \left(\frac{1.3^2 + 1}{1.3^2 - 1} + 0.28 \right) \cdot 32 \cdot 10^6 = 7.2 \text{ мкм} < \delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм}$$

3.2 Розрахунок сил, що діють на поршні:

Сила, яку прикладена до поршня:

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} p$$

$$F_{\text{п}} = \frac{3.14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2}{4} 32 \cdot 10^6 = 40.2 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Проекції сил, що діють на поршень:

$$F_N = F_{\text{п}} \cdot \cos \gamma, \quad (3.3)$$

$$F_N = 40.2 \cdot 10^3 \cos 25^\circ = 36.4 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$F_A = F_{\text{п}} \cdot \sin \gamma, \quad (3.4)$$

$$F_A = 40.2 \cdot 10^3 \sin 25^\circ = 17.0 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарне значення крутного моменту на валу

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

де R_d – радіус диску.

$$R_d = K_d \cdot R_6$$

$$R_d = 1.049 \cdot \frac{106}{2} = 55.60 \text{ мм}$$

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= 40.2 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 55.60 \cdot 10^{-3} \\ &\cdot [\sin[0 + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[0 + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] \\ &+ \sin[0 + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[0 + (4 - 1) \cdot 51^\circ 25']] = 2025 \text{ Нм} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= 40.2 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 55.60 \cdot 10^{-3} \\ &\cdot [\sin[17^\circ + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[17^\circ + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] \\ &+ \sin[17^\circ + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[17^\circ + (4 - 1) \cdot 51^\circ 25']] \\ &= 2044 \text{ Нм} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= 40.2 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 55.60 \cdot 10^{-3} \\ &\cdot [\sin[34^\circ + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[34^\circ + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] \\ &+ \sin[34^\circ + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25']] = 2042 \text{ Нм} \end{aligned}$$

Сумарна радіальна сила, що діє на підшипники:

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

$$\sum R_{\text{рад}} = 4 \cdot 40.2 \cdot 10^3 \sin 25^\circ = 68 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на підшипники:

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

$$\sum R_{\text{ос}} = 4 \cdot 40.2 \cdot 10^3 \cos 25^\circ = 146 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

3.3 Розрахунок на міцність поршневої групи

Розрахункова схема поршня приведена на рис. 3.1.

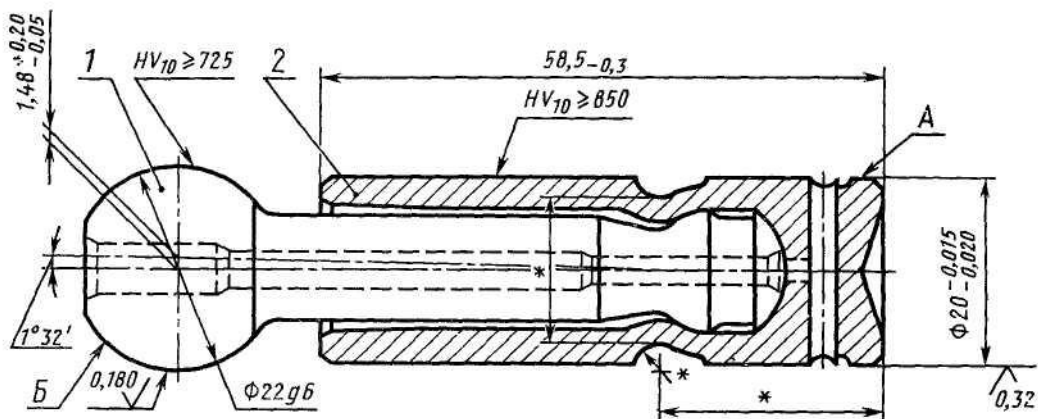


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема поршня

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.

Діаметр шатуна визначається із залежності

$$\frac{d_{\text{п}}^2}{2d_{\text{ш}}^2} = 0,99 \dots 0,96$$

Приймаємо

$$\frac{d_{\text{п}}^2}{2d_{\text{ш}}^2} = 0,96$$

Тоді діаметр шатуна буде рівний

$$d_{\text{ш}} = \frac{40 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2 \cdot 0,96}} = 28,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо $d_{\text{ш}}=30$ мм.

Діаметр сферичної голівки визначається із залежності

$$[\sigma] \geq \frac{4f_{\text{п}}p_{\text{р}}}{\pi k_{\text{с}} d_{\text{сф}}^2}$$

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

$f_{\text{п}}$ – площа поршня;

$p_{\text{р}}$ – розрахунковий тиск у насосі;

$k_{\text{с}}$ – коефіцієнт використання площі опорної поверхні;

$d_{\text{сф}}$ – діаметр сферичної голівки.

Приймаємо коефіцієнт використання площі опорної поверхні

$$k_c = 1$$

Допустима контактна напруга для прийнятих матеріалів згідно [2]

$$[\sigma] = 100 \text{ МПа.}$$

Визначаємо

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

$$d_{c\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 29,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

З конструктивних міркувань приймаємо

$$d_{c\phi} = 34 \text{ мм}$$

Напруга з боку поршня

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

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (40 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (34 \cdot 10^{-3})^2} = 62,0 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напруга на поверхні шатуна із боку диску

$$\sigma = \frac{4f_n p_n}{\pi \cdot K_c \cdot D_{шд}^2} \leq [\sigma] \quad (3.8)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (40 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2} = 44,8 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напряга вигину

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

де $M_{и}$ – вигинаючий момент

W_{\min} – момент опору в мінімальному перетині.

Вигинаючий момент визначається за формулою:

$$M_{и} = \frac{M_{T\Sigma u=0}}{R_d \cdot 7} L_{ш} \quad (3.10)$$

де $L_{ш}$ – довжина шатуна.

Довжина шатуна визначається з залежності

$$L_{ш} = 1,2 \div 1,5 L_{п}$$

$$L_{ш} = 1,4 \cdot 100 = 140 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$L_{ш} = 140 \text{ мм}$$

Вигинаючий момент

$$M_u = \frac{2044 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{55.60 \cdot 7 \cdot 10^{-3}} = 335.2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

$$d_{\text{см}} = 4 \text{ мм.}$$

За формулою (3.11) визначаємо:

$$W_{\min} = \frac{3,14 \cdot (28 \cdot 10^{-3})^2}{32} \left(1 - \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{28 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 1,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

За формулою (3.9) визначаємо:

$$\sigma_u = \frac{335.2}{1,85 \cdot 10^{-6}} = 181,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Напруга стиску шатуна

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

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot 40.2 \cdot 10^3}{3,14 \left[(28 \cdot 10^{-3})^2 - (4 \cdot 10^{-3})^2 \right]} = 66,5 \text{ МПа}$$

Сумарна напруга

$$\sigma_{pш} = \sigma_{cm} + \sigma_n$$

$$\sigma_{pш} = 66,5 + 181,2 = 247,7 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт гнучкості

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

$$\lambda = \frac{4 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{(28 \cdot 10^{-3})^2 - (4 \cdot 10^{-3})^2}} = 20,2$$

Коефіцієнт форми $\psi_B = 0,96$.

Умова міцності при циклічному характері навантаження

$$\sigma_{pш} = \psi_B \frac{\sigma_T}{2K_{ш}}, \quad (3.14)$$

де $K_{ш}$ – запас міцності,

ψ_B – коефіцієнт форми,

σ_T – межа текучості матеріалу шатуна.

$$\sigma_r = 800 \text{ МПа [2].}$$

Приймаємо

$$K_{ш} = 1.6$$

$$\psi_{\sigma} \frac{\sigma_m}{2K_u} = \frac{800 \cdot 10^6}{2 \cdot 1.6} \cdot 0.96 = 250 \text{ МПа} > 247.7 \text{ МПа} .$$

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.

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

$$I_{ш} = \frac{3.14 \cdot (28 \cdot 10^{-3})^4}{64} \left(1 - \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{28 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 3.02 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$F_{np} = \frac{3.14^2 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 3.02 \cdot 10^{-8}}{(140 \cdot 10^{-3})^2} = 89.2 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Коефіцієнт стійкості

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

$$K_y = \frac{89.2 \cdot 10^3}{40.6 \cdot 10^3} = 2,21$$

Умова стійкості $K_y > 2$ дотримана.

3.4 Підбор підшипників.

Мінімальний діаметр вала d_b визначається з залежності

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

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу,

$[\tau]$ – допустима напруга кручення.

Вибираємо матеріал вала сталь 40Х. Для цього матеріалу

$$[\tau] = 50 \text{ МПа}$$

$$d_{bmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2044}{3.14 \cdot 50 \cdot 10^6}} = 59.3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо

$$d_b = 60 \text{ мм}$$

Діаметр вала під підшипники приймаємо

$$d_{\text{вп}} = 75\text{мм}$$

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

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

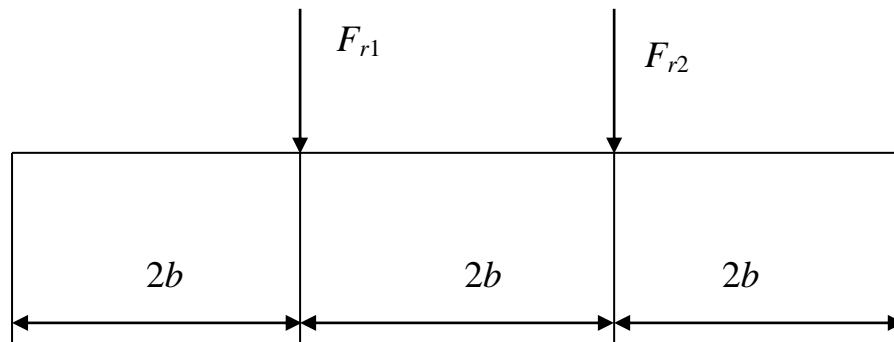


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема валу

b – ширина підшипника, м.

Тоді складаємо рівняння моментів:

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

$$M = 6b \cdot R_{\text{рад}};$$

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

$$M = M_1 + M_2;$$

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

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

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

$$F_{r2} = \frac{17.0 \cdot 10^3}{3} = 5700 \text{ Н.}$$

$$F_{r1} = 2 \cdot 5700 = 11400 \text{ Н}$$

У першій опорі застосовується здвоєний радіально-упорний підшипник середньої серії 46313 ДЕРЖСТАНДАРТ 831-75.

Його розміри:

$$d = 75 \text{ мм,}$$

$$D = 145 \text{ м,}$$

$$b = 72 \text{ мм,}$$

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

$$C_a = 11600 \text{ Н,}$$

$$C_{0a} = 93870 \text{ Н.}$$

Згідно схеми навантаження:

$$F_{a1} = l_2 F_{r2} + F_A; \quad (3.17)$$

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

Тоді осьове зусилля в першій опорі:

$$F_{a1} = 0,3 \cdot 5700 + 1750 = 3460 \text{ Н}$$

В другій = опорі:

$$F_{a2} = l_2 F_{r2}; \quad (3.18)$$

$$F_{a2} = 0,30 \cdot 5700 = 1710H .$$

В другій опорі застосовуємо кульковий радіальний підшипник 315 ДЕРЖ-СТАНДАРТ 8338-75 з розмірами:

$$d = 75 \text{ мм},$$

$$D = 145 \text{ мм},$$

$$b = 36 \text{ мм},$$

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

$$C_a = 80400 \text{ Н},$$

$$C_{0a} = 76200 \text{ Н}.$$

Для першої опори:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{3460}{11400} = 0,30 \geq e.$$

Згідно [3]

$$e = 0,26,$$

$$x = 0,57,$$

$$\psi = 0,93.$$

Еквівалентне навантаження:

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

$$P_1 = 0,57 \cdot 114000 + 0,93 \cdot 3460 = 8720H .$$

Номінальна довговічність підшипників у першій опорі:

$$L = \left(\frac{11600}{9720} \right)^3 = 592 \text{ млн. обертів.}$$

Довговічність підшипників в 1 опорі при частоті 2000 об/хв:

$$L_n = \frac{592 \cdot 10^6}{2000 \cdot 60} = 3010 \text{ годин.}$$

Для другої опорі:

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1710}{5700} = 0,3;$$

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

Еквівалентне навантаження:

$$P_2 = 0,56 \cdot 5700 + 1,45 \cdot 1710 = 5670H .$$

Номінальна довговічність в другій опорі:

$$L_2 = \left(\frac{50200}{5670} \right)^3 = 1890 \text{ млн. обертів.}$$

Довговічність підшипника:

$$L_{II2} = \frac{1810 \cdot 10^6}{60 \cdot 2000} = 15080 \text{ годин.}$$

Таким чином, довговічність підшипникового вузла визначає перша опора

4 Мікроклімат виробничих приміщень

Мікроклімат виробничих приміщень – це умови внутрішнього середовища цих приміщень, що впливають на тепловий обмін працюючих з оточенням. Як фактор виробничого середовища, мікроклімат впливає на теплообмін організму людини з цим середовищем і, таким чином, визначає тепловий стан організму людини в процесі праці.

Мікрокліматичні умови виробничих приміщень характеризуються такими показниками:

- температура повітря ($^{\circ}\text{C}$),
- відносна вологість повітря (%),
- швидкість руху повітря (м/с),
- інтенсивність теплового (інфрачервоного) опромінювання ($\text{Вт}/\text{м}^2$) від поверхонь обладнання та активних зон технологічних процесів (в ливарному виробництві, при зварюванні і т. ін.).

При виконанні роботи в організмі людини відбуваються певні фізіологічні (біологічні) процеси інтенсивність яких залежить від загальних затрат на виконання робіт і які супроводжуються тепловим ефектом і завдяки яким підтримується функціонування організму.

Частина цього тепла споживається самим організмом, а надлишки тепла повинні відводитись в оточуюче організм середовище.

Відповідно до сучасних уявлень основними видами теплообміну організму людини з навколишнім її середовищем є:

– конвективний який залежить від температури повітря, його вологості та рухливості, завдяки якому за нормальних мікрокліматичних умов організм людини віддає у навколишнє середовище біля 20% надлишкового тепла;

– випарюванням вологи з поверхні тіла, який залежить від відносної вологості та рухливості повітря, завдяки якому у навколишнє середовище відводиться теж біля 20% надлишкового тепла;

– випромінюванням, який залежить від результуючого променевого теплового потоку що випромінюється тілом людини у виробниче середовище і оточуючими джерелами теплового випромінювань в напрямку тіла людини, завдяки якому за нормальних мікрокліматичних умов тіло людини може віддавати у виробниче середовище біля 50% надлишкового тепла;

– кондукцією, який залежить від температури поверхонь, що оточують людину у умовах виробництва.

Кількість надлишкового тепла, яке має віддати тіло працівника у навколишнє (виробниче) середовище залежить від енергетичних (фізичних, розумових, емоційних, нервових і т. ін.) навантажень при виконанні робіт. При цьому одночасно здійснюється перерозподіл засобу теплообміну людина – середовище. Так, при підвищенні важкості праці та температури середовища до температури тіла і вище, теплообмін в значній мірі здійснюється за рахунок випарювання (кількість поту з поверхні шкіри досягає 1–1,5 л/год.

Дія параметрів мікроклімату на людину

Значення параметрів мікроклімату суттєво впливають на самопочуття та працездатність людини і, як наслідок цього, рівень травматизму. Тривала дія високої температури повітря при одночасно підвищеній його вологості приводить до збільшення температури тіла людини до 38–40⁰С (гіпертермія), в наслідок чого здійснюється різноманітні фізіологічні порушення у організмі: зміни у обміні речовин, у серцево-судинній системі, зміни функцій внутрішніх органів (печінки, шлунка, жовчного міхура, нірок), змінні у системі дихання, порушення центральної та периферичної нервових систем.

При підвищенні температури значного збільшується потовиділення, внаслідок чого здійснюється різке порушення водного обміну. З потом із організму виділяється значна кількість солей, головним чином хлористого натрію, калію, кальцію. Зростає вмісту у крові молочний кислоти, мочевины. Змінюються другі

параметрі крові, в наслідок чого вона згущається. В умовах високої температури збільшується частота пульсу (до 100–180 поштовхів за хвилину), збільшується артеріальний тиск. Перегрів тіла людини супроводжується головними болями, запамороченням, нудотою, загальною слабкістю, часом можуть виникати судоми та втрата свідомості. Негативна дія високої температури збільшується при підвищеній вологості, тому що при цьому знижується процес випарювання поту, тобто погіршується тепловіддача від тіла людини. Зміни в організмі при підвищеній температурі безумовно відображаються на працездатність людини. Так, збільшення температури повітря виробничого середовища з 20⁰С до 35⁰С приводить до зниження працездатності людини на 50–60%.

Суттєві фізіологічні зміни в організмі здійснюються також при холодовому впливу, яке приводить до переохолодження організму (гіпотермія).

Найбільш виражені реакції на низку температуру є звуження судин м'язів та шкіри. При цьому знижується пульс, збільшується об'єм дихання і споживання кисню. Тривала дія знижених температур приводить до появи таких захворювань як радикуліт, невралгія, суглобного та м'язового ревматизму, інфекційних запалювань дихального тракту, алергії і та ін. Охолодження температури тіла викликає порушення рефлекторних реакції, зниження тактильних і других реакцій, утруднюються рухи. Це також може бути причиною збільшення виробничого травматизму.

Недостатня вологість повітря (нижче 20%) приводять до підсихання слизових оболонок дихального тракту та очей, в наслідок чого зменшується їх захисна здатність протистояти мікробам.

Фізіологічна дія рухомого потоку повітря пов'язана з змінами у температурному режиму організму, а також механічної дії (повітряному тиску), яка вивчена ще недостатня. Встановлено, що максимальна швидкість повітря на робочих місцях не повинна перевищувати 2 м/с.

Нормування мікроклімату

Санітарно-гігієнічне нормування умов мікроклімату здійснюється за ДСН 3.3.6.042199, які встановлюють оптимальні і допустимі параметри мікроклімату залежно від загальних енерговитрат організму при виконанні робіт і періоду року.

При санітарно-гігієнічному нормуванні умов виділяють два періоди року: теплий (середньодобова температура зовнішнього середовища вище $+10^{\circ}\text{C}$) і холодний (середньодобова температура зовнішнього середовища не перевищує 10°C).

Оптимальні мікрокліматичні умови – поєднання параметрів мікроклімату, які при тривалому та системному впливі на людину забезпечують зберігання нормального теплового стану організму без активізації механізмів терморегуляції. Вони забезпечують відчуття теплового комфорту та створюють передумови для високого рівня працездатності.

Оптимальні умови мікроклімату встановлюються для постійних робочих місць. Показники температури повітря в робочій зоні по висоті та горизонталі на протязі робочої зміни не повинні виходити за межі нормованих величин оптимальної температури для даної категорії робіт

Температура внутрішніх поверхонь робочої зони (стіни, підлога, стеля) технологічного обладнання (екрани і т. ін.) зовнішніх поверхонь технологічного устаткування, огорожуючих конструкцій не повинна виходити більш ніж на 2°C за межі оптимальних температур повітря для даної категорії робіт.

При виконанні робіт операторського типу, пов'язаних з нервово-емоційним напруженням в кабінетах, пультах і постах керування технологічними процесами, в кімнатах з обчислювальною технікою та інших приміщеннях повинні дотримуватися оптимальні умови мікроклімату.

Допустимі мікрокліматичні умови – поєднання параметрів мікроклімату, які при тривалому та систематичному впливі на людину можуть викликати зміни теплового стану організму, що швидко минають і нормалізуються та супроводжуються напруженням механізмів терморегуляції в межах фізіологічної адапта-

ції. При цьому не виникає ушкоджень або порушень стану здоров'я, але можуть спостерігатися дискомфортні тепло відчуття, погіршення самопочуття та зниження працездатності.

Допустимі параметри мікрокліматичних умов встановлюються у випадках, коли на робочих місцях не можна забезпечити оптимальні величини мікроклімату за технологічними вимогами виробництва, технічною недосяжністю та економічно обґрунтованою недоцільністю.

Величини показників допустимих мікрокліматичних умов встановлюються для постійних і непостійних робочих місць.

Перепад температури повітря по висоті робочої зони при забезпеченні допустимих умов мікроклімату не повинен бути більше 3°C для всіх категорій робіт, а по горизонталі робочої зони та протягом робочої зміни – виходити за межі допустимих температур для даної категорії роботи.

Температура внутрішніх поверхонь приміщень (стіни, підлога, стеля), а також температура зовнішніх поверхонь технологічного устаткування або його захисних оболонок (екранів і т. ін.) не повинні виходити за межі допустимих величин температури повітря для даної категорії робіт.

Інтенсивність теплового опромінювання працюючих від нагрітих поверхонь технологічного устаткування, освітлювальних приладів, інсоляція від зашкленних огорожень не повинна перевищувати 35 Вт/м² – при опромінюванні 50% та більше поверхні тіла, 70 Вт/м² – при величині опромінюваної поверхні від 25 до 50% та 100 Вт/м² – при опроміненні не більше 25% поверхні тіла працюючого

5 Економічна безпека підприємства

Сутність, мета, елементи і схема організації економічної безпеки підприємства

У процесі функціонування підприємства зазнають різноманітних впливів з боку досить агресивного середовища. Вони змушені убезпечувати себе від цих впливів і, тим самим, створювати умови для подальшого стабільного розвитку.

Економічна безпека підприємства характеризує його захищеність від негативного впливу зовнішнього середовища та здатність швидко усунути можливі загрози або пристосуватися до наявних умов діяльності

На рівні окремого господарюючого суб'єкта економічна безпека проявляється, крім забезпечення його нормальної і стабільної роботи, у попередженні витоку важливої інформації за межі підприємства.

Джерелами негативного впливу на економічну безпеку підприємства можуть бути об'єктивні та суб'єктивні чинники.

Об'єктивними є такі негативні впливи, які виникають незалежно від конкретного підприємства або його окремих працівників, наприклад, зміна кон'юнктури ринку, на якому функціонує підприємство, нові технологічні «прориви» і відкриття, форс-мажорні обставини тощо.

Суб'єктивними вважаються чинники, які мають місце через неефективну роботу підприємства в цілому або його окремих працівників, свідомі або несвідомі дії окремих посадових осіб, підприємств-конкурентів, органів державної влади, міжнародних інституцій та ін.

Основна мета економічної безпеки підприємства полягає у забезпеченні його теперішнього та майбутнього стійкого функціонування.

Функціональні цілі економічної безпеки підприємства полягають у забезпеченні:

- високого рівня фінансової стійкості та незалежності підприємства;

- технологічної незалежності та високої конкурентоспроможності технічного потенціалу;
- високої ефективності менеджменту, оптимальності та ефективності організаційної структури управління;
- високого рівня інтелектуального потенціалу та кваліфікації персоналу;
- максимальної правової захищеності діяльності підприємства;
- необхідного рівня інформаційного забезпечення роботи усіх підрозділів підприємства та захисту комерційної таємниці;
- безпеки персоналу підприємства, його майна і комерційних інтересів;
- мінімізації шкідливого впливу результатів виробничої діяльності на довкілля

Відповідно до функціональних цілей економічної безпеки підприємства можна виділити її основні функціональні структурні елементи (складові):

- фінансова складова;
- техніко-технологічна;
- кадрова та інтелектуальна;
- правова;
- інформаційна;
- силова;
- екологічна.

Кожна із цих складових покликана забезпечити найефективніше використання усіх видів ресурсів підприємства (капіталу, техніки і технологій, трудових, інформаційних ресурсів, прав, підприємницьких здібностей та ін.) з метою забезпечення його подальшого стабільного розвитку.

Загальна схема організації економічної безпеки підприємства

- 1) формування «набору» необхідних підприємству ресурсів (капіталу, персоналу, обладнання, технологій, інформації, прав);
- 2) формування загальної стратегії розвитку підприємства;

- 3) стратегічне планування економічної безпеки підприємства за окремими функціональними складовими;
- 4) розробка стратегії фінансово-господарської діяльності підприємства;
- 5) тактичне планування економічної безпеки за функціональними складовими;
- 6) тактичне планування фінансово-господарської діяльності підприємства;
- 7) оперативне управління фінансово-господарською діяльністю підприємства;
- 8) здійснення функціонального аналізу та оцінка рівня економічної безпеки

Напрямки організації економічної безпеки підприємства за функціональними складовими

Для того, щоб система економічної безпеки підприємства була ефективною в цілому, необхідно забезпечити організацію його економічної безпеки за кожним функціональним елементом.

Фінансова складова економічної безпеки є найважливішою, оскільки за ринкових умов господарювання фінанси є рушієм розвитку будь-якої економічної системи. Але, насамперед, слід оцінити загрози економічній безпеці, які мають політико-правовий характер, а саме:

- зовнішні негативні впливи, наприклад, недостатньо продумані рішення органів влади, використання конкурентами неприпустимих методів конкурентної боротьби, спекуляції на ринку цінних паперів та ін.;

- внутрішні негативні дії, наприклад, неефективна ринкова стратегія підприємства, непродумане фінансове планування та управління активами, помилкова цінова політика і т.д.;

- форс-мажорні обставини, наприклад, військові конфлікти, стихійні лиха, страйки, економічна блокада, несприятливі для бізнесу законодавчі акти тощо.

Для оцінки поточного рівня фінансової складової економічної безпеки підприємства слід проаналізувати:

1) фінансову звітність та показники результативності роботи підприємства (платоспроможність, фінансова незалежність, структура і використання капіталу, прибутку);

2) становище підприємства на конкурентному ринку (його частку ринку, рівень використовуваних технологій, ефективність маркетингу і менеджменту);

3) ситуацію щодо випуску та обігу цінних паперів підприємства (оператори та інвестори цінних паперів, курс акцій, його динаміка та ін.).

Важливою передумовою формування фінансової складової економічної безпеки підприємства є планування комплексу необхідних заходів та їх оперативна реалізація в процесі здійснення суб'єктом бізнесу фінансово-господарської діяльності.

Техніко-технологічна складова. Для її забезпечення на підприємстві повинні бути здійснені ряд послідовних кроків (етапів):

1) аналіз існуючих технологій виробництва продукції, аналогічної продукції підприємства;

2) аналіз конкретних технологічних процесів і пошук резервів поліпшення використовуваних технологій всередині самого підприємства;

3) аналіз товарних ринків за профілем продукції підприємства та ринків товарів-замінників, оцінка перспектив розвитку цих ринків, прогнозування можливих змін у технологічних процесах для випуску конкурентоспроможної продукції;

4) розробка технологічної стратегії розвитку підприємства;

5) оперативна реалізація планів технологічного розвитку підприємства;

6) аналіз результатів практичної реалізації заходів щодо забезпечення техніко-технологічної складової економічної безпеки на основі спеціальної карти розрахунків ефективності таких заходів.

Оцінити рівень техніко-технологічної складової економічної безпеки підприємства можна за допомогою відповідного коефіцієнта ефективності цієї складової ($K_{ттб}$):

$$K_{ттб} = \frac{З_{відв}}{(В_{рз} + З_{завд})}$$

де $З_{відв}$ – сумарний відвернений збиток від реалізації заходів для забезпечення техніко-технологічної безпеки підприємства, грн.;

$В_{рз}$ – загальна сума витрат підприємства на реалізацію зазначених заходів, грн.;

$З_{завд}$ – сумарний збиток, завданий підприємству за техніко-технологічною складовою його економічної безпеки, грн.

У випадку, коли $K_{ттб}$ перевищує 1, заплановані заходи забезпечення техніко-технологічної складової економічної безпеки підприємства є економічно доцільними, якщо $K_{ттб}$ менше одиниці - то ні.

Кадрова та інтелектуальна складова. Достатньо високий рівень економічної безпеки підприємства в значній мірі залежить від складу його кадрів, їх професіоналізму та інтелекту. Забезпечення цієї складової економічної безпеки вимагає від менеджменту підприємства окремого самостійного напрямку діяльності, причому за двома векторами: кадрової політики та підвищення інтелектуального рівня працівників.

Насамперед для забезпечення цієї складової економічної безпеки слід оцінити можливі загрози і втрати від недостатньої кваліфікації працівників певних структурних підрозділів, їхньої неспроможності або небажання приносити максимальну користь своєму підприємству. Це може бути наслідком низького рівня управління персоналом, неефективної політики мотивації окремих категорій персоналу та ін.

Управління персоналом, спрямоване на забезпечення економічної безпеки підприємства, повинно охоплювати організацію механізму підбору, найму, навчання та різних форм мотивації працівників.

Підвищення інтелектуального рівня працівників підприємства має включати систему підвищення кваліфікації кадрів, організацію навчання у престижних фірмах, в тому числі закордонних, проведення тренінгів із залученням висококваліфікованих менеджерів тощо.

Правова складова повинна бути реакцією на можливі внутрішні та зовнішні негативні впливи (чинники) на економічну безпеку підприємства.

Причинами виникнення внутрішніх негативних впливів можуть бути низька кваліфікація працівників юридичної служби підприємства, прорахунки у підборі її персоналу; недостатнє фінансування юридичного забезпечення підприємницької діяльності.

Причинами виникнення зовнішніх негативних впливів є політичний та законодавчий аспекти.

Правова складова може бути забезпечена шляхом реалізації певних дій організаційно-економічного характеру:

- аналіз можливих загроз негативних впливів;
- оцінка поточного рівня забезпечення цієї складової;
- планування заходів, спрямованих на підвищення цього рівня;
- розрахунок ресурсного забезпечення цих заходів;
- планування роботи відповідних функціональних підрозділів підприємства;
- оперативна реалізація запропонованих заходів щодо організації належного рівня безпеки.

Інформаційна складова. Відповідні служби підприємства виконують певні функції по створенню та захисту інформаційної складової економічної

безпеки. Такими функціями є:

- збирання всіх видів інформації, яка має відношення до діяльності підприємства;
- аналіз одержаної інформації з дотриманням загальноприйнятих принципів та методів;
- прогнозування тенденцій розвитку політичних, економічних і науково-технологічних процесів;
- оцінка рівня економічної безпеки за усіма функціональними складовими та в цілому, розробка рекомендацій для підвищення цього рівня на підприємстві;
- інші види діяльності з розробки інформаційної складової економічної безпеки.

Підприємство постійно «споживає» різноманітні потоки інформації, яка поділяється за джерелами її виникнення (формування) на відкриту офіційну інформацію та нетаємну інформацію, одержану через особисті контакти працівників підприємства з носіями такої інформації.

Оперативна реалізація заходів забезпечення інформаційної складової здійснюється послідовним виконанням певних кроків, а саме:

- 1) збирання різних видів інформації через офіційні та неофіційні контакти з джерелами інформації, а також за допомогою спеціальних технічних засобів;
- 2) обробка і систематизація одержаної інформації, яка здійснюється відповідною службою підприємства з метою її упорядкування для наступного більш глибокого, аналізу; для цього створюються класифікатори інформації, дос'є, бази даних, каталоги;
- 3) аналіз одержаної інформації, котрий включає всебічну обробку одержаних даних з використанням різних технічних засобів та методів аналізу, прогнозних розрахунків за всіма аспектами інформаційної діяльності за допомогою різних методів моделювання;
- 4) захист інформаційного середовища підприємства, який охоплює дії щодо захисту підприємства від промислового шпіонажу з боку конкурентів або ін-

ших юридичних та фізичних осіб; технічний захист кореспонденції, документації, переговорів, приміщень, транспорту від несанкціонованого доступу зацікавлених осіб до закритої інформації; збирання інформації про потенційних «промислових шпигунів» та здійснення запобіжних заходів з метою припинення таких спроб;

5) зовнішня інформаційна діяльність.

ВИСНОВКИ

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

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

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

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. Колісниченко, 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.

11. Економіка підприємства : підручник / під заг. ред. д.е.н., проф. Ковальської Л.Л. та проф. Кривов'язюка І.В. Київ : Видавничий дім «Кондор», 2020. 700 с.