

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
ЦЗДВФН
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
Ковальов І.О.
«__»_____2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

Розробка нерегульованого аксіально-поршневого насоса
з похилим блоком

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

Виконавець роботи

(підпис)

Шестаков А. В.

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Кулініч С. П.

(прізвище, ініціали)

Суми 2020

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідраеромеханіки
освітня програма “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”
зі спеціальності 131 “Прикладна механіка”

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедрою ПГМ
_____ І.О.Ковальов
« ____ » _____ 2020р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу магістра студентові
Шестакову Артему Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка нерегульованого аксіально-поршневого насоса з похилим блоком

затверджена наказом по університету від" ____ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи 19.12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: робочий об'єм насоса 40 см^3 , частота обертання валу насосу $n = 3000 \text{ об/хв}$; число циліндрів $z = 7$, тиск насосу $p_n = 25 \text{ МПа}$; кут нахилу блоку циліндрів $\gamma = 25^\circ$

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

Опис конструкція і принципу дії аксіально-поршневого насосу

Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу

Розрахунки на міцність деталей та вузлів насосу

Система технічного обслуговування та ремонту обладнання

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час експлуатації насосного обладнання. Дії населення під час виникнення надзвичайної ситуації

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

Складальне креслення насосу, робочі креслення деталей насосу, всього 6 аркушів формату А1

5. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи*

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Васькін Р.А.		

* призначаються при необхідності рішенням кафедри за поданням керівника роботи

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання	Примітка
1	Опис конструкція і принципу дії аксіально-поршневого насосу	30.09.2020	
2	Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу	10.10.2020	
3	Розробка конструкції насосу	20.10.2020	
4	Розрахунки на міцність деталей та вузлів насосу	21.10.2020	
5	Економічна частина	10.11.2020	
6	Охорона праці	20.11.2020	
7	Розробка конструкції деталей та вузлів насосу	10.12.2020	
	Оформлення РПЗ	20.12.2020	

7. Дата видачі завдання

«18» вересня 2020р.

Студент-

(підпис)

Керівник роботи

(підпис)

Кулініч С.П.

(Прізвище, ініціали)

Реферат

Пояснювальна записка: 54 с., 2 табл., 8 рис., 15 джерел.

Графічний матеріал: презентація.

Об'єкт розробки: нерегульований аксіально-поршневий насос.

Мета: розробка насосу, який забезпечує високий тиск, але працює при малих габаритах.

Підібрані стандартні вироби. Розроблена конструкція насосу. Виконані гідравлічні розрахунки, проведені розрахунки на міцність. Розроблений технологічний процес виготовлення блоку циліндрів, розрахована собівартість насосу.

Ключові слова: НАСОС, ПОРШЕНЬ, РОЗПОДІЛЬНИК, ШАТУН, БЛОК ЦИЛІНДРІВ, РОБОЧА РІДИНА.

Завдання

Реферат

Вступ.....	5
1. Конструкція і принцип дії аксіально-поршневого насосу.....	9
1.1 Принцип дії аксіально-поршневого насосу з похилим блоком.....	9
1.2 Конструкція насосу.....	12
2. Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу.....	14
2.1 Розрахунок блоку циліндрів.....	14
2.2 Розрахунок основних параметрів насосу.....	20
2.3 Розрахунок каналів та вікон блоку циліндрів.....	21
2.4 Розрахунок торцевого розподільника.....	23
2.5 Сили, які діють на блок та розподільник.....	24
3. Розрахунки на міцність.....	26
3.1 Розрахунок блоку циліндрів.....	26
3.2 Визначення розмірів поршневої групи.....	27
3.3 Розрахунок сил, які діють на поршні.....	28
3.4 Розрахунок на міцність поршневої групи.....	30
4. Вибір та розрахунок стандартних деталей та вузлів насосу.....	33
4.1 Перевірка довговічності підшипників.....	33
4.2 Вимоги до робочої рідини.....	34
5. Система технічного обслуговування та ремонту обладнання	39
6. Потенційно небезпечні фактори при роботі насосу.....	44
7. Технологія виготовлення блоку циліндрів.....	47
Висновки.....	52
Список літератури	53

Вступ

Роторна аксіально-поршнева гідромашина – це гідромашина, у якій робочі камери обертаються відносно вісі ротора, а вісі поршнів паралельні вісі обертання або складають з нею кут 45° . Помпи і гідромотори цього типу є найбільш розповсюдженими машинами. Вони значно переважають інші типи гідромашин за різновидом конструктивного оформлення.

Насоси цього типу отримали широке використання ще у кінці 20 століття на флоті багатьох держав (Англія, Японія, Росія, США), причому вони відповідали за складні функції керування кораблем і зброї.

Вони мають найкращі зі всіх типів габаритні та вагові характеристики, відрізняються компактністю, високим ККД, роблять на високих обертах та при великих тисках, а також прості за конструкцією.

Також потрібно відзначити їх високу енергоємність на одиницю ваги (питома вага). В залежності від конструкції та робочого тиску питомі ваги знаходяться у межах 30 – 100 Н/кВт (більше значення відноситься для насосів, яку роблять при більш високому тиску). У насосах з високою частотою обертання енергоємність досягає 120 Н/кВт і більше. Вага нерегульованих насосів у 2 рази менша, ніж у регульованих. Вагова перевага гідромоторів цього типу порівнюючи з електродвигунами складає від 80 раз для малої до 12 раз для великої потужності.

Особливістю даних машин є відносно малий момент інерції обертових частин, що має істотне значення при використанні у якості насосів. Махові маси аксіально-поршневих насосів потужністю 200 л.с. складають менше 1/10 махових мас електродвигунів тієї потужності. Маховий момент насосу потужністю 80 кВт при частоті обертання дорівнює $0,5 \text{ Н/см}^2$, а для трьохфазного електродвигуна тієї потужності складає 31 Н/см^2 .

Важливим параметром для багатьох випадків застосування є також швидкодія насосу при регулюванні подачі. Зміна подачі від нульової до максимальної здійснюється в декількох типах цих насосів за 0,04 с і від максимальної до нульової – за 0,02 с.

Найбільш розповсюджене число циліндрів в аксіально-поршневих машинах є 7 – 9, діаметри знаходяться у межах від 10 до 50 мм, а робочі об'єми – у межах від 5 до 1000 см³. Максимальний кут між осями блоку циліндрів і похилої шайби складає 30°.

Частота обертів валу насосу загальномашинобудівного використання середньої потужності дорівнює 1000 – 2000 об/хв; частота обертів насосу може бути вище в 1,5 рази, ніж у насосів тієї конструкції і потужності. Частота обертів насосів в авіаційних гідросистемах дорівнює 3000 – 6000 об/хв, проте в деяких випадках використовують насоси із значно більшою частотою обертання. Також виготовлюються насоси з максимальною частотою обертання 20000 – 30000 об/хв і мінімальною – 5 – 10 об/хв.

Для спеціальних цілей розроблені малогабаритні насоси, робочий об'єм яких дорівнює 0,7 – 1 см³ (діаметр поршня 5 – 6 мм, хід 4 мм, діаметр блоку 20 мм); подача такого мініатюрного насосу складає 20 л/хв при тиску 20 МПа (за рахунок великої частоти обертання).

Насоси з аксіальним розташуванням циліндрів використовуються при тисках 21 – 55 МПа. Потужність унікальних насосів, які виготовляються для деяких виробництв досягає 4000 – 4500 кВт (подача до 8700 л/хв) і більше.

Насоси цього типу мають високий об'ємний ККД, який для багатьох моделей досягає 0,97 – 0,98. Багато іноземних фірм гарантують для насосів з подачею 130 – 150 л/хв об'ємний ККД при тиску 35 МПа не менше 0,99. Загальний ККД цих насосів складає приблизно 0,95.

Розрізняють насоси з похилим блоком і похилим диском. Під першим розуміють аксіально-поршневі гідромашини, у яких ось ведучої ланки і ось обертання ротора перетинаються, а під другим – аксіально-поршневі машини, у яких ось ведучої ланки і ось обертання ротора співпадають. Також існує багато конструктивних різновидів, проте вони звичайно не являються принциповими і характеристика машин цього типу у багатьох випадках однакова.

1. Конструкція і принцип дії аксіально-поршневого насоса

1.1. Принцип дії аксіально-поршневого насоса з похилим блоком

Аксіально-поршневі насоси конструюються на основі кінематичних схем просторих механізмів, які перетворюють обертальний рух валу в возвратно-поступальний рух поршнів у напрямі, паралельному лінії цього валу. Одна зі схем такого насоса показана на рисунку 1.1. Блок циліндрів 10, у якому знаходяться декілька поршнів 9, обертається разом із валом 3. Поршні постійно притискаються за допомогою спеціальних пружин або за допомогою тиску рідини на упорний диск 3, який виконаний разом із валом.

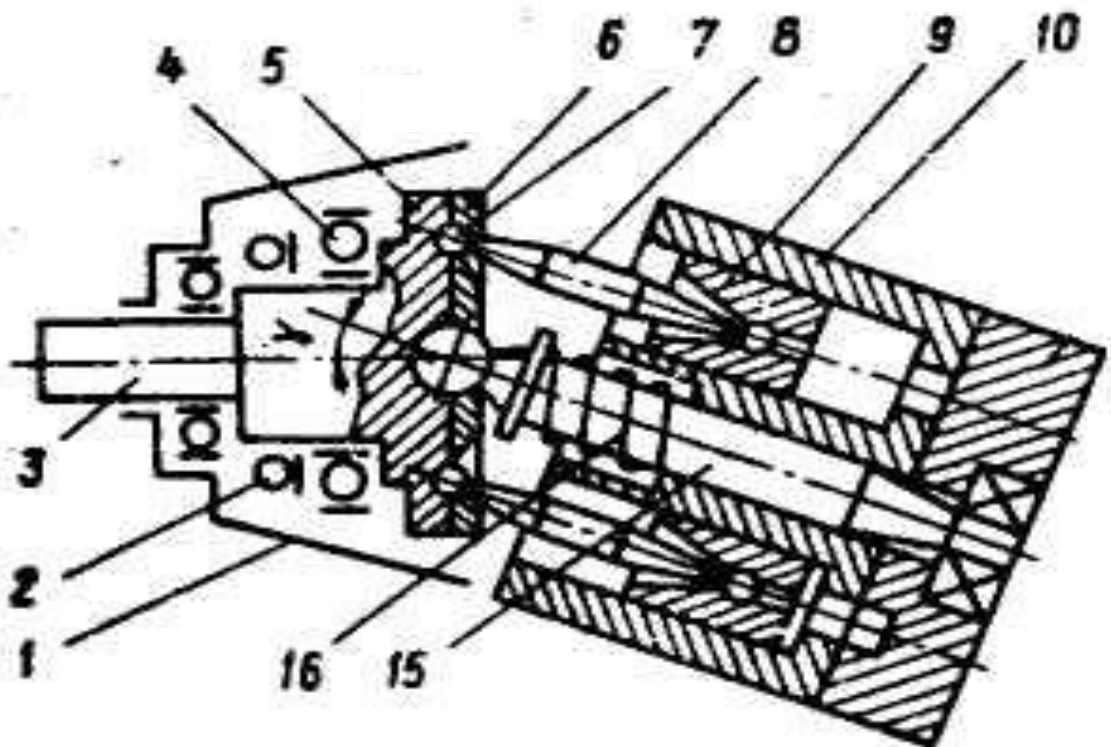


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком.

При обертанні блоку поршні рухаються возвратно-поступально. В результаті цього кожен поршень на протязі деякого періоду часу заміщає внутрішній простір циліндра і витискає в ньому рідину. Цей період називається циклом нагнітання. На протязі наступного періоду поршень звільнює деякий простір

в середині циліндру, після чого простір заповнюється рідиною. Цей період називається циклом всмоктування. Для протікання рідини циліндри мають спеціальні отвори 5 круглої або овальної форми.

Величина повного ходу поршню від крайнього внутрішнього положення залежить від діаметру блоку кола D_6 , на якому розташовані центри кіл циліндру, і від кута нахилу γ блоку циліндрів.

Об'єм рідини, який витискується одним поршнем за цикл нагнітання, дорівнює:

$$W_{01} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot D_a, \quad (1.1)$$

де d – діаметр поршня.

Об'єм рідини, який поступає в кожен із циліндрів за один цикл всмоктування, також дорівнює W_{01} . Для підключення до гідравлічної лінії насос має два патрубки: напірний та всмоктувальний. Щоб рідина при обертанні блоку могла поступати в потрібні моменти часу в циліндри і витікати із всмоктувального патрубка до напірного, в насосі мається спеціальний пристрій, який називається розподільник. Конструкція такого розподільника показана на рисунку 1.2. Він називається розподільним диском.

Розподільний диск має два С-подібних вікна 12 і 13. Діаметр серединного кола цих вікон $D_{\text{вік}}$ дорівнює діаметру, на якому розміщені отвори протікання рідини до циліндру. Ширина перемичок $b_{\text{п}}$ виконується такою, щоб отвори надійно перекривалися в момент, коли поршень переходить від одного циклу до іншого. Площиною A розподільний диск притискується до дзеркала блоку циліндрів, протилежною – до корпусу насосу. Вікна 12 і 13 при цьому з'єднуються з напірним та всмоктувальним патрубками. Для правильної роботи розподільника важливо, щоб вісь симетрії розподільного диску знаходилась в площині головної нормалі похилого диску.

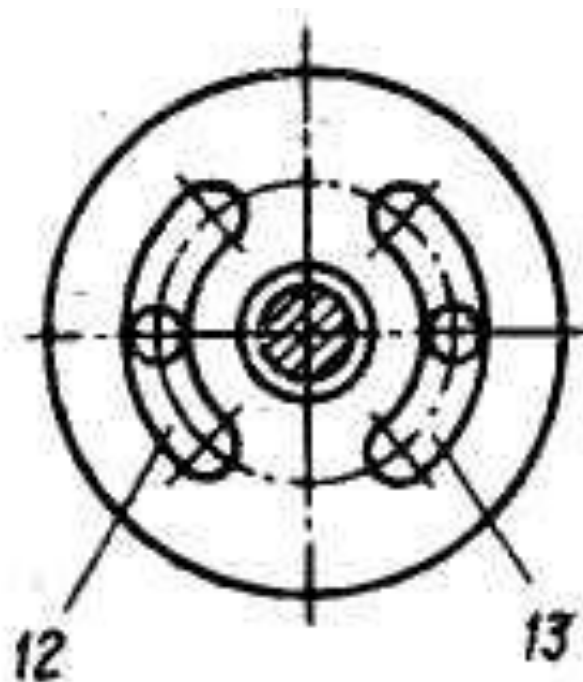


Рисунок 1.2. – Розподільний диск.

Показана на рис. 1.1 схема аксіально-поршневого насосу не є єдиною можливою. Інший варіант можна отримати, якщо похилий блок жорстко зв'язати з обертальним валом, блок циліндрів закріпити нерухомо. Така схема також знаходить застосування. Для розподілення рідини в цьому випадку замість розподільного диска використовують клапани спеціальної конструкції або інші пристрої.

Третій варіант насосу (також з похилим блоком) можна отримати із схеми на рис. 1.1, якщо поршні зв'язати з цим диском шарнірами, а сам диск виконати обертальним в похилій площині. Для передавання такого обертання потрібен спеціальний шарнір.

1.2. Конструкція насосу

Нерегульовані аксіально-поршневі насоси і мотори (рис. 1.3) використовуються в гідросистемах будівельних і транспортних машин, в

силових вузлах об'ємного гідроприводу.

Гідромашина у режимі насосу працює наступним чином. При обертанні валу 40 шатуни 38 через внутрішні конічні розточки поршнів передають тангенціальну складову сили, необхідної для приведення блоку циліндрів 20 в обертальний рух. Фіксація блока в просторі виконується за допомогою центрального шипа 1, сферична головка якого закріплена у фланці валу 40, а хвостовик спирається на стулку 33, запресовану в центральний отвір нерухомого сферичного розподільника 32. Із-за похилого розташування блока циліндрів відносно осі валу при обертанні блока поршні виконують складний рух: обертальний разом із блоком циліндрів і возвратньо-поступальний відносно стінок блока циліндрів. За один оберт валу кожен поршень у відносному русі здійснює один подвійний хід, який відповідає послідовному збільшенню або зменшенню об'ємів робочих камер циліндрів. При цьому за першу половину оберту валу розподільник забезпечує комутацію робочих камер зі всмоктувальною, а за другу – з напірною лінією гідросистеми, підключеними з отворами у задній кришці 27 корпусу 37 насосу.

При експлуатації машини у режимі насосу робоча рідина із напірної лінії гідросистеми через отвір у кришці 27 і вікно розподільника 32 проникає у циліндри блока 20, створюючи сили гідростатичного тиску на поршні. Ці сили шатунами 38 передаються на опорний фланець і створюють крутний момент на валу 40 насосу.

Основним вузлом гідромашини є хитаючий вузол. Його конструкція має наступні деталі: 1, 23, 27 – кільця упорні; 2 – кільце стопорне; 3, 10 – втулки пружинні; 4, 5 – прокладки; 6 – втулка распірна; 7 – гвинт; 8 – пластина притискна; 9 – шайба стопорна; 11, 22 – пружини тарілчасті; 12 – блок циліндрів; 13 – шип центральний; 14 – кільце пружинне; 15 – розподільник; 16, 17 – штифти; 18 – шатун; 19 – поршень; 20 – кільце; 21 – підшипник; 24 – ущільнююче кільце; 25 – кришка; 26 – манжетне ущільнення; 28 – вал. Основний вид качаючого вузла показаний на рис. 1.4.

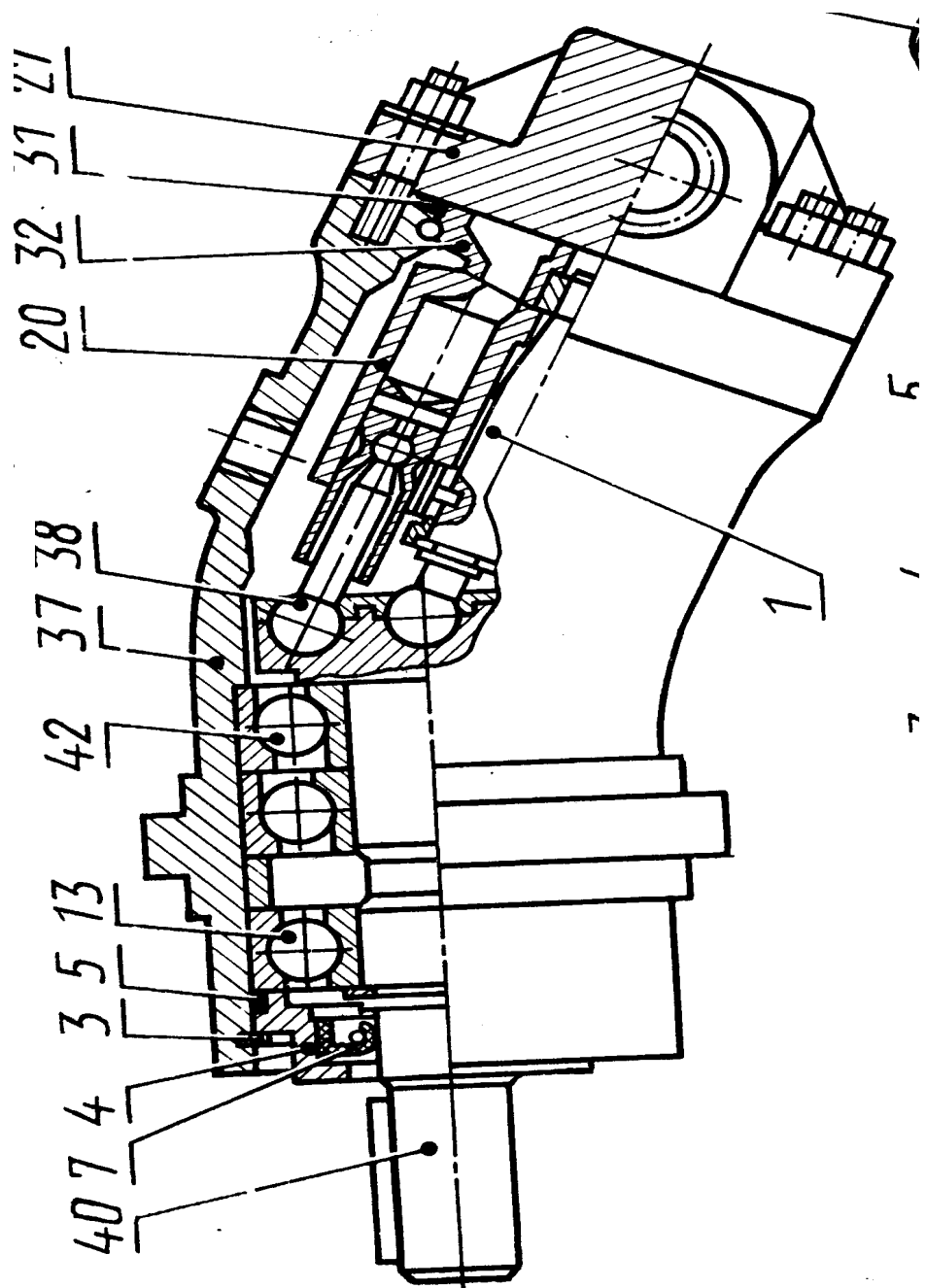


Рисунок 1.3. – Нерегульований аксіально-поршневий насос з похилим блоком

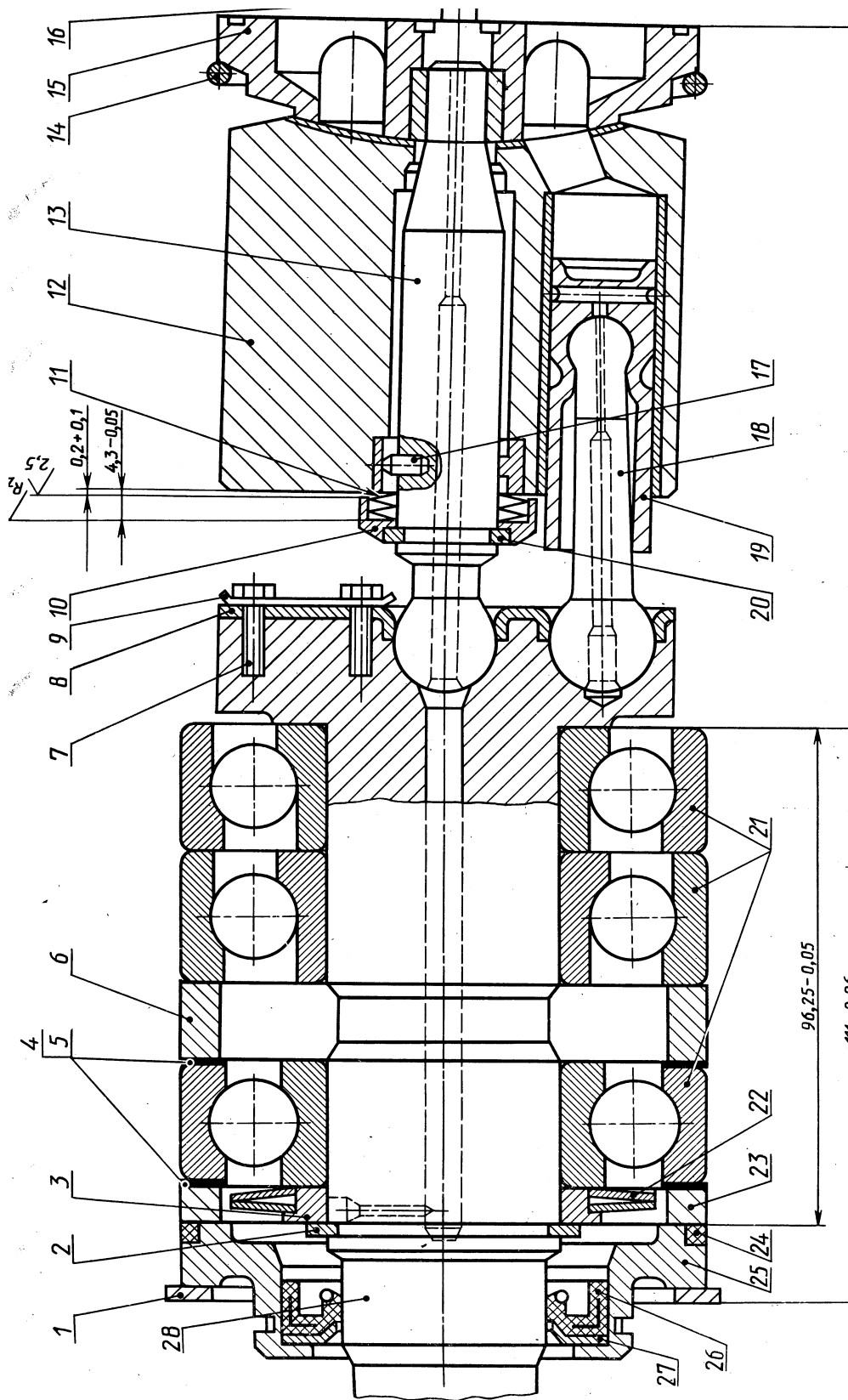


Рисунок 1.4. – Качающий вузол аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком.

2. Розрахунок і конструювання аскіально-поршневого насосу

2.1. Розрахунок блоку циліндрів

Вихідні дані для розрахунку: робочий об'єм насосу $V=40 \text{ см}^3$; частота обертів вала насосу $n = 3000 \text{ об/хв}$; число циліндрів $z = 7$, тиск насосу $p_n = 25 \text{ МПа}$; кут нахилу блоку циліндрів $\gamma = 25^\circ$.

Розрахунковий тиск в циліндрах:

$$p = 1.2 \cdot p_i; \quad (2.1)$$

$$p = 1.2 \cdot 25 = 30 \text{ МПа}$$

Для насосу приймаємо матеріал блоку циліндрів бронза БрАЖМц10-3-1,5 ГОСТ 18175-78, для якого $[\sigma] = 250 \text{ МПа}$. Розрахуємо параметр А:

$$A = \sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}}; \quad (2.2)$$

$$A = \sqrt{\frac{250 + 30}{250 - 30}} = 1.48.$$

Приймаємо $A = 1.5$.

Дезаксіал розраховується за формулою [1]:

$$\hat{E}_a = \frac{2}{1 + \cos \gamma}; \quad (2.3)$$

$$K_a = \frac{2}{1 + \cos 25^\circ} = 1.05.$$

Для машин з похилим блоком параметр С обчислюється за формулою:

$$\tilde{N} = \hat{E}_{\tilde{a}} \cdot \sin \gamma, \quad (2.4)$$

де K_d – дезаксіал;

γ – кут нахилу блоку.

$$\tilde{N} = 1.05 \cdot \sin 25^\circ = 0.443.$$

Діаметр поршню визначаємо згідно формули [1]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot V \cdot \sin \frac{\pi}{z} \cdot 1000}{\pi \cdot z \cdot C \cdot (A+1)}}, \quad (2.5)$$

де z – число циліндрів;

V – робочий об'єм рідини.

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 40 \cdot \sin \frac{180}{7}}{3.14 \cdot 7 \cdot 0.443 \cdot (1.5 + 1)}} = 1,49 \text{ см}.$$

Приймаємо діаметр одного поршня $d = 15$ мм.

Діаметр кола розташування осей циліндрів визначимо із формули [1]:

$$D_{\tilde{a}} = \frac{d \cdot (A+1)}{2 \cdot \sin \frac{\pi}{z}}, \quad (2.6)$$

де d – діаметр поршня.

$$D_{\tilde{a}} = \frac{13 \cdot (1.5 + 1)}{\sin \frac{180}{7}} = 37.74 \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_{\tilde{a}} = 38$ мм.

Товщина стінок блоку циліндрів:

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

$$b = \frac{13}{2} \cdot (1.5 - 1) = 3.275 .$$

Зовнішній діаметр блоку циліндрів визначається згідно формули [1]:

$$D_i = D_o + d + 2 \cdot b; \quad (2.8)$$

$$D_n = 38 + 13 + 2 \cdot 3.275 = 57.55 \text{ мм} .$$

Приймаємо $D_n = 58$ мм.

Знайдемо внутрішній діаметр блоку циліндрів [1]:

$$D_a = D_o - d - 2 \cdot b; \quad (2.9)$$

$$D_o = 38 - 13 - 2 \cdot 3.275 = 18.45 \text{ мм} .$$

Приймаємо $D_b = 18$ мм.

Товщина дна блоку циліндрів:

$$b_o = 1.5 \cdot b; \quad (2.10)$$

$$b_u = 1.5 \cdot 3.275 = 4.9125 \text{ мм} .$$

Приймаємо $b_{ц} = 5$ мм.

Ширина технологічної проточки вибирається згідно ГОСТ 8820-69:

для $d = 13$ мм $\delta_T = 2$ мм.

Довжина поршня розраховується за формулою:

$$L_i = 2.5 \cdot d ; \quad (2.11)$$

$$L_i = 2.5 \cdot 13 = 32.75 \text{ мм} .$$

Конструктивно приймаємо довжину поршня $L_{\Pi} = 51.6$ мм. Довжина розточки в блоці циліндрів буде дорівнювати довжині поршня $L_{\text{роз}} = L_{\Pi} = 51.6$ мм (конструктивно).

Довжину всього блоку обчислюємо за формулою:

$$L_{\text{бл}} = L_{\text{роз}} + b_{\delta} ; \quad (2.12)$$

$$L_{\text{бл}} = 51.6 + 5 = 56.6 \text{ мм} .$$

Об'єм блоку циліндрів розрахуємо за наближеною формулою:

$$W = L_{\text{бл}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - D_a^2 - z \cdot d^2) \cdot 10^{-9} , \quad (2.13)$$

де $L_{\text{бл}}$ – довжина блоку циліндрів;

D_H – зовнішній діаметр блоку;

D_B – внутрішній діаметр блоку;

Z – число поршнів;

d – діаметр поршня.

$$W = 56.6 \cdot \frac{3.14}{4} \cdot (58^2 - 18^2 - 7 \cdot 13^2) \cdot 10^{-9} = 8.25 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 .$$

Визначимо масу блоку циліндрів:

$$m = \rho \cdot W, \quad (2.14)$$

де $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – густина сталі.

$$m = 7800 \cdot 8.25 \cdot 10^{-5} = 0.644 \text{ кг}.$$

Отриманні розрахунковим шляхом геометричні розміри блоку циліндрів необхідно округлити до ближньої величини із ряду нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636-69. Зовнішній діаметр блоку округляється до ближнього найбільшого розміру, а внутрішній – до меншого.

Хід поршня можна обчислити за формулою:

$$I = \tilde{N} \cdot D_{\text{ц}}, \quad (2.15)$$

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

$$I = 0,443 \cdot 38 = 16,83 \text{ мм}.$$

Фактична величина робочого об'єму гідромашини:

$$V_{\text{о}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot H, \quad (2.16)$$

де H – хід поршня;

d – діаметр поршня;

z – число циліндрів.

$$V_{\text{о}} = \frac{3.14 \cdot (1.3)^2}{4} \cdot 7 \cdot 1.683 = 15.87 \text{ см}^3.$$

Похибка робочого об'єму від заданого:

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

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{16}{15.87} \right| \cdot 100\% = 0.8\% .$$

У результаті розрахунку та конструюванні отримали розміри блоку циліндрів:

діаметр поршня	$d = 13 \text{ мм};$
діаметр кола осей циліндрів	$D_{\text{ц}} = 38 \text{ мм};$
зовнішній діаметр блоку циліндрів	$D_{\text{н}} = 58 \text{ мм};$
внутрішній діаметр блоку циліндрів	$D_{\text{в}} = 18 \text{ мм};$
довжина поршня	$L_{\text{п}} = 51,6 \text{ мм};$
довжина розточки в блоці циліндрів	$L_{\text{роз}} = 51,6 \text{ мм};$
довжина блоку циліндрів	$L_{\text{бл}} = 56,6 \text{ мм};$
хід поршня	$H = 16,83 \text{ мм}.$

2.2 Розрахунок основних параметрів насосу

Теоретична подача насосу обчислюється за формулою:

$$Q_T = V \cdot n, \quad (2.17)$$

де V – робочий об'єм насосу;

n – частота обертання вала насосу.

$$Q_T = 16 \cdot 10^{-6} \cdot 5000 = 0.08 \frac{\text{л}^3}{\text{с}} = 80 \frac{\text{л}}{\text{хв}} .$$

Ефективна подача насосу:

$$Q_{\dot{a}\dot{o}} = Q_T \cdot \eta_{i\dot{a}}, \quad (2.18)$$

де $\eta_{об}$ - об'ємний ККД.

$$Q_{\dot{a}\dot{o}} = 80 \cdot 0.96 = 76.8 \frac{\ddot{e}}{\dot{i}\dot{e}\dot{i}}.$$

Кутова швидкість валу:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}; \quad (2.19)$$

$$\omega = \frac{3.14 \cdot 5000}{30} = 523.33 \frac{\partial \dot{a}\dot{a}}{\dot{n}}.$$

Теоретична потужність насосу обчислюємо за формулою:

$$N_T = p \cdot Q_T; \quad (2.20)$$

$$N_T = 40 \cdot 10^6 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{60} = 53.3 \hat{A} \dot{o}.$$

Ефективна потужність насосу:

$$N_{\dot{a}\dot{o}} = \delta \cdot Q_{\dot{a}\dot{o}}; \quad (2.21)$$

$$N_{\dot{a}\dot{o}} = 40 \cdot 10^6 \cdot 76.8 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{60} = 51.2 \hat{e}\hat{A}\dot{o}.$$

2.3 Розрахунок каналів та вікон блоку циліндрів

Враховуючи, що насос працює при мінімальному тиску 0,6 МПа приймаємо допустиму швидкість в напірному і всмоктувальному патрубках $v_{\text{доп}} = 8 \text{ м/с}$.

Обчислюємо діаметр патрубків:

$$d_{\text{іао}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{ао}}}{\pi \cdot v_{\text{аіі}} \cdot \eta_{\text{іа}}}}; \quad (2.22)$$

$$d_{\text{іао}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 76.8 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 3.14 \cdot 8 \cdot 0.96}} = 0.0145 \text{ м} = 14.5 \text{ мм}.$$

Конструктивно приймаємо діаметр патрубків $d_{\text{пат}} = 15 \text{ мм}$.

Уточнюємо швидкість руху рідини:

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{ао}}}{\pi \cdot d_{\text{іао}}^2 \cdot \eta_{\text{іа}}}; \quad (2.23)$$

$$v = \frac{4 \cdot 76.8 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 3.14 \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0.96} = 7.55 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Кількість циліндрів одночасно підключених до лінії:

$$n = \frac{z \pm 1}{2}; \quad (2.24)$$

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

Площа вікна на дні циліндру при $v = 8 \text{ м/с}$:

$$f_{\text{аіі}} = \frac{Q_{\text{ао}}}{n \cdot v_{\text{аіі}} \cdot \eta_{\text{іа}}}; \quad (2.25)$$

$$f_{\hat{a}\hat{e}} = \frac{76.8 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 4 \cdot 8 \cdot 0.96} = 0.416 \cdot 10^{-4} \text{ i}^2.$$

Площа поршня:

$$f_{\hat{i}\hat{o}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad (2.26)$$

$$f_{\hat{i}\hat{o}} = \frac{3.14 \cdot (13 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1.32 \cdot 10^{-4} \text{ i}^2.$$

Коефіцієнт, який показує форму вікна за формулою [1]:

$$\hat{E}_{\hat{o}} = \frac{f_{\hat{a}\hat{e}}}{f_{\hat{i}\hat{o}}}; \quad (2.27)$$

$$\hat{E}_{\hat{o}} = \frac{0.416 \cdot 10^{-4}}{1.32 \cdot 10^{-4}} = 0.32 < 0.95 \text{ – вікно не кругле.}$$

Мінімальний радіус скруглення:

$$\rho = 1.16 \cdot d \cdot (1 - \sqrt{1 - 0.675 \cdot \hat{E}_{\hat{o}}}); \quad (2.28)$$

$$\rho = 1.16 \cdot 13 \cdot 10^{-3} (1 - \sqrt{1 - 0.675 \cdot 0.32}) = 1.72 \cdot 10^{-3} \text{ i}.$$

Кути, які зумовлюють розміри вікна:

$$\psi_1 = \arcsin \frac{d}{D_{\hat{o}}}, \quad (2.29)$$

де $D_{\hat{o}}$ – діаметр кола осей циліндрів.

$$\psi_1 = \arcsin \frac{13}{38} = 20^\circ ;$$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot \rho}{D_{\delta}} ; \quad (2.30)$$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 1.72}{38} = 5^\circ ;$$

$$\psi_2 = \psi_1 - \psi_3 = 20 - 5 = 15^\circ .$$

2.4 Розрахунок торцевого розподільника

Кут, який зумовлює серповидне вікно:

$$2\beta = \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot \left(3 - \frac{1}{z} \right), \quad (2.31)$$

де z – число циліндрів.

$$2\beta = \frac{2 \cdot 3.14}{7} \cdot \left(3 - \frac{1}{7} \right) = 146^\circ 56' .$$

Ширина серповидного вікна:

$$\dot{a} = 2 \cdot \rho ; \quad (2.32)$$

$$\dot{a} = 2 \cdot 1.72 \cdot 10^{-3} = 3.34 \cdot 10^{-3} \text{ м} .$$

Конструктивно приймаємо ширину серповидного вікна $a = 8$ мм.

Площа серповидного вікна:

$$f_c = \frac{\pi \cdot D_c}{360} \cdot 2\beta \cdot a, \quad (2.33)$$

де D_c – діаметр розміщення кола серповидного вікна.

$$f_c = \frac{3.14 \cdot 30}{360} \cdot 146^\circ 56' \cdot 8 = 196,25 \text{ мм}^2.$$

2.5 Сили, які діють на блок та розподільник

Зусилля, що притискає:

$$R_{\text{пр max}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{\text{max}} \cdot p_n, \quad (2.34)$$

де n_{max} – максимальне число циліндрів підключених одночасно до лінії;

p_n – робочий тиск в насосі;

d – діаметр поршня.

$$R_{i\delta \text{ max}} = \frac{3,14 \cdot (13 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 4 \cdot 48 \cdot 10^6 = 25471 \text{ Н}.$$

Зусилля, що віджимає:

$$R_{i\delta e} = \frac{f_c \cdot p_i}{2} + \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)p_i}{16}, \quad (2.35)$$

де D_1 та D_2 – діаметри, які визначаються конструктивно і знаходяться на задній поверхні блоку циліндрів;

f_c – площа серповидного вікна.

$$R_{i\delta e} = \frac{196,25 \cdot 10^{-6} \cdot 48 \cdot 10^6}{2} + \frac{3,14((45 \cdot 10^{-3})^2 - (10 \cdot 10^{-3})^2)48 \cdot 10^6}{16} = 22844 \text{ Н}.$$

Оскільки притискаюче зусилля більше віджимаючої сили, то немає необхідності ставити пружину. Замість неї поставимо втулку у вигляді кільця.

3. Розрахунки на міцність

3.1 Розрахунок блоку циліндрів

Приймаємо матеріал блоку циліндрів сталь 40Х, для якої:

- допустиме напруження $[\sigma] = 250$ МПа;
- коефіцієнт Пуансона $\mu = 0,28$;
- модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
- допустима деформація $\delta_{\text{доп}} = 8$ мкм.

Розраховуємо блок циліндрів на жорсткість за формулою [1]:

$$\delta = \frac{d}{E} \left(\frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) p_{\text{н}} \leq \delta_{\text{доп}}, \quad (3.1)$$

де d – діаметр поршня;

$p_{\text{н}}$ – робочий тиск насосу;

$$A = \frac{d + 2 \cdot b_1}{d}, \quad (3.2)$$

де b_1 – ширина стінок блоку.

$$A = \frac{13 + 2 \cdot 3.275}{13} = 1.5.$$

Підставимо (3.2) у (3.1) та отримаємо:

$$\delta = \frac{13 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^5} \left(\frac{1,5^2 + 1}{1,5^2 - 1} + 0,28 \right) \cdot 40 \cdot 10^6 = 7,18 \text{ мкм} < \delta_{\text{доп}}.$$

Перевірку блоку циліндрів на міцність проводимо за формулою [1]:

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} p_p \leq [\sigma], \quad (3.3)$$

де p_p – розрахунковий тиск.

$$\delta_\delta = \hat{E}_\delta \cdot \delta, \quad (3.4)$$

де K_p – коефіцієнт навантаження.

$$\delta_\delta = 1.4 \cdot 48 = 67.2 \text{ мкм}.$$

Підставимо формулу (3.4) у формулу (3.3):

$$\sigma = \frac{1.5^2 + 1}{1.5^2 - 1} 67.2 = 174.72 \text{ мПа} < [\sigma] = 250 \text{ мПа}.$$

3.2 Визначення розмірів поршневої групи

Вище було встановлено розрахунками і конструктивними міркуваннями наступні розміри поршня:

- діаметр поршня $d = 13$ мм;
- довжина поршня $L_{\text{пор}} = 51.6$ мм.

Для поршня приймемо матеріал сталь 20ХНЗА, для шатуна – сталь 40Х.

Діаметр меншої сферичної головки шатуна обчислюємо з формули:

$$[\sigma] \geq \frac{4 f_i p}{\pi k_n d_{\text{нó}}^2}, \quad (3.5)$$

де p – розрахунковий тиск в насосі;

$f_{\text{п}}$ – площа поршня;

$K_c = 1$ – коефіцієнт використання площі опорної поверхні;

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

З формули (3.5) витікає:

$$d_{\bar{n}\delta} = \sqrt{\frac{4f_i P}{\pi k_{\bar{n}}[\sigma]}}; \quad (3.6)$$

$$d_{\bar{n}\delta} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,347 \cdot 10^{-4} \cdot 48}{3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м} .$$

Діаметр більшої сферичної головки шатуна приймаємо конструктивно $d_{\text{сф1}} = 15,2$ мм. Також конструктивно були прийняті наступні розміри шатуна:

- довжина шатуна $L_{\text{шат}} = 68,5$ мм;
- діаметр шатуна $d_{\text{шат}} = 8$ мм;
- діаметри отворів для проведення мастила $d' = 5$ мм; 3,5 мм; 2 мм.

3.3 Розрахунок сил, які діють на поршні

Сила, яка приложена до поршня:

$$F_i = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot \delta_i; \quad (3.7)$$

$$F_i = \frac{3,14 \cdot (13 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 40 \cdot 10^6 = 5307 \text{ Н} .$$

Проекції сили:

- нормальна

$$F_N = F_i \cdot \cos \gamma; \quad (3.8)$$

$$F_N = 5307 \cdot \cos 25^\circ = 4810 \text{ Н} ;$$

- тангенціальна

$$F_A = F_i \cdot \sin \gamma; \quad (3.9)$$

$$F_A = 5307 \cdot \sin 25^\circ = 2243H.$$

Сумарне значення крутного моменту на валу обчислюється за формулою:

$$M_{T\Sigma} = \sum M_{Ti} = F_{ii} \cdot \sin \gamma \cdot R_d \sum_{i=1}^{k=4} \sin[\quad + (K-1)\alpha], \quad (3.10)$$

де $R_d = K_d \cdot R_\delta$ - радіус диска;

K_d - дезаксіал.

$$R_d = 1,05 \cdot \frac{18}{2} = 9,45 \text{ м}.$$

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

$$M_{T\Sigma} = \sum M_{T=0} = 5307 \cdot \sin 25^\circ \cdot 9,45 \cdot 10^{-3} (\sin(0 + (1-1)51^\circ 25') + \sin(0 + (2-1)51^\circ 25') + \sin(0 + (3-1)51^\circ 25') + \sin(0 + (4-1)51^\circ 25')) = 46,57 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При куті повороту блоку $\varphi = 17^\circ$ крутний момент на валу:

$$M_{T\Sigma} = \sum M_{T=17} = 5307 \cdot \sin 25^\circ \cdot 9,45 \cdot 10^{-3} (\sin(17 + (1-1)51^\circ 25') + \sin(17 + (2-1)51^\circ 25') + \sin(17 + (3-1)51^\circ 25') + \sin(17 + (4-1)51^\circ 25')) = 47,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При куті повороту блоку $\varphi = 34^\circ$ крутний момент на валу:

$$M_{T\Sigma} = \sum M_{T=34} = 5307 \cdot \sin 25^\circ \cdot 9,45 \cdot 10^{-3} (\sin(34 + (1-1)51^\circ 25') + \sin(34 + (2-1)51^\circ 25') + \sin(34 + (3-1)51^\circ 25') + \sin(34 + (4-1)51^\circ 25')) = 44,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарна радіальна сила, яка дує на підшипники:

$$\sum R_{\text{рад}} = K \cdot F_n \cdot \sin \gamma; \quad (3.11)$$

$$\sum R_{\text{раі}} = 4 \cdot 5307 \cdot \sin 25^\circ = 8972 \text{ Н} .$$

Сумарна осьова сила, яка діє на підшипники:

$$\sum R_{\text{ос}} = K \cdot F_n \cdot \cos \gamma; \quad (3.12)$$

$$\sum R_{\text{ін}} = 4 \cdot 5307 \cdot \cos 25^\circ = 16298 \text{ Н} .$$

3.4 Розрахунок на міцність поршневої групи

Напряга зі сторони поршня розраховуємо за формулою [1]:

$$\sigma = \frac{4 f_n p_0}{\pi \cdot K_c \cdot D_{\text{шп}}^2} \leq [\sigma], \quad (3.13)$$

де $K_c = 1$ – коефіцієнт використання площі опорної поверхні;

$D_{\text{шп}}$ – діаметр сферичної головки шатуна зі сторони поршня.

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (13 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 48 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (11 \cdot 10^{-3})^2} = 29 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma].$$

Напряга на поверхні шатуна зі сторони диска:

$$\sigma = \frac{4 f_n p_n}{\pi \cdot K_c \cdot D_{\text{шд}}^2} \leq [\sigma], \quad (3.14)$$

де $D_{\text{шд}}$ – діаметр сферичної головки шатуна зі сторони диска.

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (13 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 48 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (15,2 \cdot 10^{-3})^2} = 19 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma].$$

Напруження згинання:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{min}}}, \quad (3.15)$$

де $M_{\text{и}}$ – згинаючий момент;

W_{min} – момент опору в мінімальному перерізі.

Згинаючий момент визначимо за формулою:

$$M_{\text{и}} = \frac{M_{T\Sigma u=0}}{R_{\text{д}} \cdot 7} L_{\text{ш}}, \quad (3.16)$$

де $M_{T\Sigma u=0}$ – сумарне значення крутного моменту на валу при $T = 0$;

$L_{\text{ш}}$ – довжина шатуна;

$R_{\text{д}}$ – радіус диска.

$$M_{\text{е}} = \frac{46,57 \cdot 68,5 \cdot 10^{-3}}{9,45 \cdot 7 \cdot 10^{-3}} = 48,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору:

$$W_{\text{min}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{32} \left(1 - \frac{d_{\text{см}}^4}{d_{\text{ш}}^4} \right), \quad (3.17)$$

де $d_{\text{ш}}$ – діаметр шатуна.

Діаметр шатуна визначимо із залежності:

$$\frac{d_{\text{п}}^2}{2d_{\text{ш}}^2} = 0,99 \dots 0,96. \quad (3.18)$$

Приймаємо $\frac{d_{\text{п}}^2}{2d_{\text{ш}}^2} = 0,96$. Тоді діаметр шатуна буде дорівнювати:

$$d_{\phi} = \frac{13 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2 \cdot 0,96}} = 9,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Конструктивно приймаємо діаметр шатуна 8 мм.

За формулою (3.17) знаходимо момент опору:

$$W_{\text{min}} = \frac{3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2}{32} \left(1 - \left(\frac{0,655 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 6,27 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Підставляючи формули (3.16) і (3.17) у (3.15) знаходимо момент згинання:

$$\sigma_z = \frac{48,2}{6,27 \cdot 10^{-6}} = 7,68 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Напруження стискання шатуна:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot F_{\text{п}}}{\pi(d_{\text{ш}}^2 - d_{\text{см}}^2)}; \quad (3.19)$$

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{4 \cdot 5307}{3,14[(8 \cdot 10^{-3})^2 - (0,65 \cdot 10^{-3})^2]} = 93,45 \cdot 10^7 \text{ Па} < [\sigma].$$

Сумарне напруження:

$$\sigma_{\text{рш}} = \sigma_{\text{см}} + \sigma_{\text{н}}, \quad (3.20)$$

$$\sigma_{\delta\phi} = 93.45 + 7.68 = 101.13 \text{ МПа} \quad .$$

Коефіцієнт гнучкості:

$$\lambda = \frac{4L_{\text{ш}}}{\sqrt{d_{\text{ш}}^2 + d_{\text{см}}^2}}; \quad (3.21)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 68.5 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{(8 \cdot 10^{-3})^2 + (0.655 \cdot 10^{-3})^2}} = 34.13.$$

Умова міцності при циклічному характері навантаження:

$$\sigma_{\text{ри}} = \psi_{\text{в}} \frac{\sigma_{\text{т}}}{2K_{\text{ш}}}, \quad (3.22)$$

де $\psi_{\text{в}} = 0.96$;

$K_{\text{ш}}$ – запас міцності.

$$\psi_{\sigma} \frac{\sigma_{\delta}}{2K_{\phi}} = \frac{800 \cdot 10^6}{2 \cdot 1.8} \cdot 0.96 = 211 \text{ МПа} > 101.13 \text{ МПа} \quad .$$

Умова міцності виконується.

Розрахунок шатуна на повздовжню стійкість проводимо за формулою Ейлера:

$$F_{\text{пр}} = \frac{\pi^2 EI_{\text{ш}}}{L_{\text{ш}}^2}, \quad (3.23)$$

де $I_{\text{ш}}$ – момент перевантаження шатуна.

Момент перевантаження шатуна:

$$I_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{64} \left(1 - \frac{d_{\text{см}}^4}{d_{\text{ш}}^4} \right); \quad (3.24)$$

$$I_{\phi} = \frac{3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2}{64} \left(1 - \left(\frac{0,655 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 3,13 \cdot 10^{-6}.$$

Підставляючи (3.24) у (3.23) знаходимо:

$$F_{i\partial} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,13 \cdot 10^{-6}}{(68,5 \cdot 10^{-3})^2} = 1381.$$

4. Вибір та розрахунок стандартних деталей та вузлів насосу

4.1 Перевірка довговічності підшипників

Вихідні дані: радіальна сила $F_r = 8972$ Н;

осьова сила $F_a = 16298$ Н.

Вибираємо радіальні шарикові підшипники 207 (див. прил. табл. П8, [3]):
 $d = 35$ мм; $D = 72$ мм; $B = 17$ мм; $r = 2$ мм; $C = 42,8$ кН; $C_0 = 31,3$ кН.

Еквівалентне навантаження:

$$D_Y = (\tilde{O} \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot \hat{E}_a \cdot \hat{E}_\sigma, \quad (4.1)$$

де F_r – радіальна сила;

F_a – осьова сила;

$V = 1$ – коефіцієнт, який зважає на обертання кілець;

X – коефіцієнт радіального навантаження;

Y – коефіцієнт осьового навантаження;

$K_\sigma = 1$ – коефіцієнт безпечності;

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт.

Відношення $\frac{F_a}{C_0} = \frac{16298}{31300} = 0.52$; цій величині (по табл. 7.3,[3]) відповідає $e \approx 0,43$.

Відношення $\frac{F_a}{F_r} = \frac{16298}{8972} = 1.8 > e$; $X = 0,56$; $Y = 1$.

Еквівалентне навантаження:

$$D_Y = (0,56 \cdot 1 \cdot 8972 + 1 \cdot 16298) = 21322 \text{ Н}.$$

Розрахункова довговічність, млн. об.:

$$L = \left(\frac{C}{P_Y} \right)^3; \quad (4.2)$$

$$L = \left(\frac{31.3 \cdot 10^3}{21.3 \cdot 10^3} \right)^3 \approx 317 \text{ год.}$$

Розрахункова довговічність, год.:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}, \quad (4.3)$$

де n – число обертів насосу.

$$L_h = \frac{317 \cdot 10^6}{60 \cdot 5000} = 1057 \text{ год.}$$

4.2 Вимоги до робочої рідини

Якщо аксіально-поршневий насос призначений для роботи у складі об'ємного гідравлічного привода, робочі рідини для нього вибираються таким чином, щоб були забезпечені оптимальні техніко-економічні показники гідросистеми в цілому, а сама рідина задовольняла ряду специфічних вимог, найважливішими з яких приведені нижче.

1. Добра змащувальна здатність – властивість, необхідне для зменшення механічних втрат, так як у насосах робоча рідина одночасно є мастилом для всіх деталей та вузлів.
2. Відсутність домішок, які визивають окислення металів.
3. Сумістність з матеріалом ущільнень.
4. Високий модуль пружності та мала місткість повітря – властивість особливо необхідне при використанні насосів швидкодіючих приводів, або у системах високого тиску.
5. Оптимальні показники по в'язкості. При великої в'язкості збільшуються гідравлічні втрати, а при малої – надмірне збільшення втрат. Крім того, в'язкість повинна не залежити від температури і

допускати нормальну роботу гідросистеми у всьому заданому температурному інтервалу.

6. Відсутність токсичної дії як самої рідини, так і її випарів, на обслуговуючий персонал.
7. Пожежонебезпека.
8. Достатній термін використання і не велика вартість.

Найкращим вимогам задовольняють мінеральні мастила та емульсії. Основу мінеральних мастил складають продукти перегонки нафти. Основну частину емульсій складає вода, в яку вводять присадки, часто всього – комбінована присадка ВНИИНП – 117.

Розроблений мною аксіально-поршневий насос відноситься до групи Б. В цю групу входять приводи, які роблять в неопалюваних приміщеннях і на відкритому повітрі, наприклад, такі, як приводи дорожньо-транспортних машин, палубні гідравлічні механізми та ін. Для цієї групи виділяють три кліматичні зони: крайнє холодна з температурою зимою до -55°C , помірна з температурами від -35° до $+35^{\circ}\text{C}$ і тропічна з температурами від $+45^{\circ}\text{C}$.

Для перших двох складним питанням є вибір робочої рідини для зимових умов. Максимально допустимою в'язкістю, яка забезпечує запуск привода в таких умовах, є 5000 сСт, а нормальна робота на морозі може відбуватися при в'язкості не більше 1500 сСт до самостійного прогрівання системи. В літній час в умовах помірних і тропічних зон мінімальною в'язкістю вважається 2 – 3 сСт. Так як використання інтенсивних способів охолодження робочої рідини на транспортних установках ускладнено, допустимий перегрів може досягати тільки 40°C , тобто, при достатньо високої температури навколишнього повітря рідина може нагріватися до 70 - 75°C . В короткочасних форсованих режимах допускається перегрів до 60°C , проте при цьому прискорюється старіння мастила, і його в такому випадку необхідно замінювати через 1000 – 1500 годин роботи.

5. Економічна частина

5.1 Система технічного обслуговування та ремонту обладнання

В залежності від кількості гідроустаткування, яке має будь-яке підприємство, змінюється кількісний склад та структура служби упорядження та ремонту гідроприводів. При наявності декількох гідравлічних агрегатів у відділі головного механіка достатньо мати одного – двох механіків, які знайомі з конструкцією, принципом дії, правилами технічного обслуговування гідравлічного обладнання. Якщо підприємство має значну кількість гідроустаткування, а також займається виготовленням цього обладнання своїми силами, доцільно мати групу гідравликів, яка складається з майстра гідроділянки, розподільника робіт та декількох слюсарів не нижче четвертого розряду, а також фахівців з гідравліки у складі технічного відділу (або бюро гідравліки).

Гідроділянка повинна бути обладнана верстатами з лещатами, декількома випробувальними стендами (кожен стенд повинен мати бак з мастилом, пластинчастий насос, фільтри, запобіжні клапани, дроселі, манометри тиску, шланги, перехідники для підключення різноманітних вузлів гідроприводу), установки для миття деталей у гасі, невеликим пресом, настільним свердлильним станком, рухомим агрегатом для обслуговування гідросистем, баками та іншим обладнанням. Для перевірки гідроприводів бажано мати розміщену на візку насосну установку з насосом, розподільником з ручним керуванням і шлангами для підключення до перевіряємого обладнання.

Майстер гідроділянки повинен мати можливість виконувати термінові роботи на токарному, фрезерному та шліфувальному станках, які мають на заводі.

Для виготовлення трубопроводів на ділянці повинно мати відрізний станок з вулканітовим каменем, установку для нагрівання трубопроводів, а також обладнання для газової зварки. На гальванічній ділянці заводу повинне бути обладнання (ванни, сушильні комори) для травлення трубопроводів, а в

хімічній лабораторії – обладнання для контролю ступеня забруднення і основних фізико-хімічних параметрів мастила. Група гідравликів повинна мати деяку кількість резервного обладнання (насоси, фільтри, гідроапаратуру, ущільнення, з'єднання, манометри, рукава високого тиску, перехідники), спеціальні інструменти (надфілі, плити, розвертки, мітчики та плашки для контролю конічної різьби по ГОСТ 6111-81), контрольні засоби (мікрометри, індикатори з магнітними стійками, індикаторні нутрометри), спеціальні матеріали (мінеральні мастила, абразивні порошки та пасти, стрічка ФУМ згідно ТУ П113-63, мастиlostійки фарби, гуму, солідол).

Для успішної наладки, виготовлення та обслуговування гідроприводів велике значення має навчання обслуговуючого персоналу, для цього періодично потрібно проводити заняття слухачів курсів підвищення кваліфікації в цілях докладного аналізу причин відмов обладнання, яке мається на заводі, а також прийняття заходів для підвищення ефективності його використання.

Так як розроблюється нерегульований аксіально-поршневий насос з похилим блоком, то для його монтажу пред'являються певні вимоги. При монтажі насосу необхідно забезпечити совісність валів насосу і приєднуваного обладнання у межах 0,2 мм. Трубопроводи повинні забезпечувати можливість вільного переміщення насосу відносно корпусних деталей, на яких він установлений. Дренажний отвір насосу повинен знаходитись у верхній точці, забезпечивши видалення газів, які виділяються при роботі привода в бак і деаерацію робочої рідини.

Для попередніх стендових випробуваннях гідроапаратуру потрібно монтувати так, щоб був забезпечений легкий доступ для її обслуговування, регулювання та заміни. Положення агрегату при монтуванні повинно суворо відповідати вимогам керівництва по експлуатації для монтованого обладнання, при цьому необхідно забезпечити легкий доступ до отворів, які використовуються для приєднання манометрів. Якщо в гідроапараті декілька отворів мають одне значення, то у випадку використання одного з них інші

отвори потрібно заглушити. Дренажні отвори повинні бути відкриті і з'єднані з баком.

При монтажі апаратів стикового виконання необхідно приділити увагу чистоті стикових поверхонь і якість гумових кілець ущільнення. При ушкодженні гумових кілець їх необхідно замінити новими. Стикові поверхні при їх ушкодженні потрібно притерти. Норми точності на виготовлення стикових площин панелі (монтажної плити) і корпусу апарата потрібно встановлювати з урахуванням наступних умов: допуски площинності повинні відповідати 7 – 8 –й степені точності по ГОСТ 6364-77 (табл. 1); параметри шорсткості Ra від 1,6 до 0,8 мкм та від 0,8 до 0,4 мкм; число плям на квадраті 25x25 мм вище 5 до 12.

Таблиця 5.1 - Допуски площинності для стикових поверхонь при монтажі апаратів стикового виконання.

Ступінь точності	Номінальна довжина більшої сторони стикової поверхні, мм						
	Св. 25 до 40	Св. 40 до 63	Св. 63 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630
	мкм						
7	8	10	12	16	20	25	30
8	12	16	20	25	30	40	50

При виготовленні панелей для монтажу стикової апаратури необхідно приділити особливу увагу виконанню свердлильних каналів, щоб уникнути місцевих опорів.

При налагодженні гідроапаратури вузли, які регулюють тиск, повинні бути встановлені на понижений тиск. Розподільники, які керують роботою гідравлічних циліндрів, повинні бути встановлені в положення, яке відповідає крайньому положенню штоку, що необхідно для уникнення неконтрольованого руху виконуючих механізмів при підвищенні тиску в гідросистемі. Перед включення електричних апаратів (магнітів), керуючих за роботою розподільників, необхідно переконатися в їх відповідності необхідним електричним параметрам. В таблиці 2 приведені збої в роботі гідравлічної апаратури, причини їх виникнення та способи подолання.

Таблиця 5.2 – Характерні несправності в роботі гідравлічної апаратури, причини їх виникнення та способи подолання.

Несправність	Причина несправності	Спосіб усунення несправності
Гідроапарат не працює	<p>Насос не розвиває тиск</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Низький рівень робочої рідини. 2. Неправильний напрям обертання валу насоса. 3. Не працює приводний двигун. 4. Не підведено живлення до електроапаратів. 5. Несправність електромагнітів, реле, штепсельних роз'ємів. 6. Недостатній тиск керування. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Долити необхідну кількість робочої рідини в бак 2. Встановити напрям обертання валу насоса у відповідності з інструкцією по монтажу та експлуатації або по стрілці на корпусі насоса. 3. Виявити причину та запустити двигун. 4. Підключити живлення до електроапаратів згідно електросхеми. 5. Замінити електроапарати та їх елементи. 6. Встановити потрібний тиск керування.
	7. Заблоковані виконавчі органи машини.	7. Зняти механічну блокування виконавчих органів машини.
Гідроапарат не спрацьовує із заземленням, не виконується установлений цикл роботи.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Наявність повітря в гідросистемі. 2. Низький рівень робочої рідини в баці. 3. Висока в'язкість робочої рідини. 4. Великі витрати робочої рідини викликане зносом. 5. Підвищений знос насоса. 6. Недостатня частота обертів вала електродвигуна насоса. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Видалити повітря з гідросистеми, усунути всмоктування повітря в з'єднаннях трубопроводів, насоса, гідроапарата. 2. Долити необхідну кількість робочої рідини в бак. 3. Змінити робочу рідину або нагріти її до 50 – 40 С°. 4. Замінити зношені деталі гідроапарату. 5. Замінити насос. 6. Встановити потрібну частоту обертання електродвигуна.
Гідроапарат не забезпечує потрібну витрату робочої рідини в гідросистемі.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Зіпсований або забитий трубопровід. 2. Наявність повітря в робочій рідині. 3. Зношений або засмічений регулятор витрати. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Усунути несправність, прочистити трубопровід. 2. Видалити повітря з робочої рідини. 3. Замінити або промити регулятор витрат.

В процесі ремонту гідроапаратури потрібно відновлювати або переробляти корпусні деталі, золотники розподільників і клапанів, дроселі, конічні клапани і пружини. При незначному зносі корпусних деталей отвори

під золотники, клапани, дроселя розвертнюються (бажано розвертками зі спіральним зубом) і притираються. При зносах до 0,3 мм використовується розточка і шліфівка отворів. Обробка ступеневих отворів для золотників (Г52, Г53, Г55, Г57) проводиться в декілька переходів. Попередньо розвертнюється отвір малого діаметру і далі розверткою розвертнюється отвір більшого діаметру з центруванням по вже обробленому отвору малого діаметру. По цій же технології проводиться притирка. При необхідності заміни несправних корпусних деталей останні виготовляються із чавуну СЧ20, який не має пор або раковин, причому заготовка не піддається старінню.

Зношені золотники розподільників, клапанів, дроселі у невідповідальних випадках виготовляються із сталі 45 або 40Х з термообробкою до 40...45 НРС, проте віддається перевага сталі 20Х з загартуванням до 54...60 НРС.

Для виготовлення золотників більшої довжини і складної форми рекомендовано використовувати сталі ХВГ з загартуванням до 60...62НРС. Перед шліфуванням центрові отвори повинні бути промиті та відполіровані. Шліфівка по зовнішньому діаметру виконується в розмір, який на 0,01 – 0,02 мм менший, ніж отвір в корпусі; шорсткість поверхні повинна бути виконана по Ra 0,16 – 0,32 мкм. Відхилення від циліндричності - 0,005 мкм. Після шліфівки і промивки деталей золотник змащується мастилом, установлюється в отвір корпуса і притирається без використання абразиву.

Клапани, які мають конічні ущільнюючі поверхні, піддаються підвищеному зносу в процесі експлуатації. При ремонті замінюють клапан і його сідло, при чому для виготовлення пари клапан – сідло рекомендується використовувати матеріали різної твердості. Конічні ущільнюючі поверхні притираються парою, або формуються шляхом пресування.

Пружини в результаті тривалої роботи піддаються стомленій усадці. В залежності від режиму роботи в гідروобладнанні використовують пружини I або II класів. Пружини навиваються без розігріву із пружинного дроту по ГОСТ 9389-75, після чого піддаються низькотемпературному відпуску.

Опорні вітки пружин повинні навиватися при включеної подачі і шліфуватися перпендикулярно вісі пружини. Відповідальні пружини після виготовлення таруються.

6. Потенційно небезпечні фактори при роботі насосу

Тема мого дипломного проекту – розробка нерегульованого аксіально-поршневого насосу з похилим блоком. Цей насос використовується в об'ємних гідроприводах транспортних самохідних машинах для перетворення механічної енергії обертання приводного валу в гідравлічну енергію потоку робочої рідини, при цьому подача пропорційна швидкості обертання і робочому об'єму. Найважливішою особливістю мого насоса є велике число обертів приводного валу, а саме $n = 5000$ об/хв. Це забезпечується роботою насоса від двигуна внутрішнього згорання. Також насос має невеликі габарити, його робочий об'єм складає $V = 16 \text{ см}^3$. Ще насоси цього типу при даних параметрах отримали широке застосування в гідросистемах авіаційних машин. Насос працює на турбінному мастилі марки 22.

При роботі та обслуговуванні насоса небезпечними для життя і здоров'я людини виробничими факторами за ГОСТ 12.0.003-74 є:

- з'єднувальна муфта: вал насосу має велику частоту обертів, тому для безпеки життя та здоров'я обслуговуючого персоналу необхідно встановити захисний кожух. Суворо заборонено відкривати кожух при включеному насосі.
- Розрив трубопроводу насосу: так як робоча рідина знаходиться під тиском 40 МПа, то вихід трубопроводу із строю несе великий ризик життю та здоров'ю людини. Перед кожним пуском насосу необхідно перевіряти щільність з'єднань, стиків трубопроводу, візуально робити огляд трубопроводу.
- Пожежонебезпека: по ГОСТ 12.1.044-84 турбінне мастило представляє собою рідину з температурою займання 185 C° . Пожежа може виникнути у разі порушення щільності трубопроводу із-за недоліків конструкції насосу, монтажу або ремонту. При займанні мастила для тушіння використовується вода, піна, вуглекислий газ.

Шкідливими факторами при умовах експлуатації є:

- забрудненість мастила вище установлених норм;
- температура мастила вище установлених норм (вище +60 С°);
- підвищена температура підшипників (вище +80 С°);
- вилив рідини через ущільнення вище установлених норм: необхідно встановлювати надійне ущільнення та на протязі певного часу роботи візуальну перевірку зносу;
- підвищений рівень шуму (80 – 110 Дб): при потребі встановлюються спеціальні глушители;
- підвищений рівень вібрації ($L_a = 135$ Дб): для усунення вібрації встановлюють спеціальні пружинні віброізолятори;
- недостатнє освітлення робочої зони при ремонті насоса;
- загазованість повітря парами мастила робочої зони при ремонті насосу: гранично допустима концентрація парів вуглеводню у повітрі робочої зони 300 мг/м³; ГДК мастильного туману у повітрі робочої зони 5 мг/м³ згідно ГОСТ 12.1.005-76.

Для забезпечення безпечної експлуатації насоса потрібно виконувати певні вимоги, які стандартизуються згідно чинного законодавства, технічними нормами та вимогами. Загальні вимоги безпеки повинні відповідати ГОСТ12.2.003-91, ГОСТ12.1.005-88. Вимоги безпеки при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт - за ГОСТ12.3.009-75 і ГОСТ 12.3.020-80. Вимоги по електробезпеці - по ГОСТ12.2.007.1-75. Загальні вимоги до системи забезпечення пожежної безпеки - відповідно до ГОСТ12.1.004-91.

З'єднувальна муфта повинна мати огороження (кожух); з'єднувальні вироби повинні забезпечувати герметичність з урахування коефіцієнта запасу міцності. Для забезпечення безпеки заборонено:

- підтягувати різьбові з'єднання, які знаходяться під тиском;
- експлуатувати насос при порушенні густини стиків;
- експлуатувати насос при наявності стуків;
- виконувати роботи по ремонту та усуненню несправностей при

- працюючому насосі;
- не видержувати правильності транспортування;
- проводити роботи з насосом без його відключення та роз'єднання від мережі;
- експлуатувати насос при наявності мастила в підшипниках нижче мінімального рівня;
- експлуатувати насос при появі диму та іскор.

При монтажі, експлуатації та ремонті можуть бути допущені особи, які досягли 18 років і які пройшли спеціальне навчання та інструктаж. Монтаж та експлуатація повинні проводитися згідно ГОСТ 12.2.086-83 та ГОСТ 12.2.040-79. Заборонено: розбирати гідروпривід, який знаходиться під тиском; відбір мастила на лініях, які ведуть до манометрів. Заборонений пуск насосу під загрузкою.

Також важливим для безпечної роботи насосу є правильність вибору обладнання, яке запобігає підвищенню тиску в гідросистемі.

Пристроями, які запобігають підвищенню тиску в гідросистемі та гідроапаратурі, є різноманітні клапани. Запобіжні клапани повинні підтримувати постійний тиск в широкому діапазоні змін витрат мастила, яке проходить через клапан. В динамічних режимах роботи апарати повинні бути достатньо швидкодіючими. Якщо при включенні насосу або при різкому гальмуванні гідродвигуна клапан вчасно не відкриється, то в системі може виникнути різкий стрибок тиску, який приведе до поломки насосу або розриву трубопроводу. Проте підвищення швидкодії часто веде до втрати стійкості, яке супроводжується шумом та коливанням тиску в гідросистемі, що може привести до псування коштовного обладнання. Таким чином, конструкція клапан повинна забезпечувати оптимальну величину демпфірування. В сучасних клапанах пік тиску при різкої зміні витрати не приввищує 15 – 20%.

При робочих тисках до 20 МПа (іноді до 35 МПа) для запобігання перевантаження в гідросистемі, підтримки постійного тиску, а також

дистанційного керування потоком застосовуються гідро клапани тиску (напірні золотники). Ці клапани мають різноманітне виконання по конструкції, типу керування, діаметру уловного проходу і номінальному тиску.

Для правильного вибору клапану тиску використовують наступні данні проєктованого насосу:

- робочий тиск;
- витрата робочої рідини;
- час спрацювання.

7 Технологія виготовлення блоку циліндрів

Технологічний процес виготовлення блоку циліндрів розробляється по [8].

Особливістю технологічного процесу є необхідність точного дотримання розташування отворів у блоці циліндрів з точністю по діаметрі 0,02 мм, точність кутового розташування 10 , зсув окружності розташування отворів відносно 0,02 мм.

Крім того, необхідно забезпечити точність виготовлення сферичної поверхні, тому що ця поверхня спільно зі сферичною поверхнею розподільника, являють собою золотникову пару.

Дані вимоги визначають технологічний процес виготовлення блоку циліндрів.

Серійне виготовлення блоку циліндрів - серійне виробництво (до 5000 штук на рік).

Заготівля під блок циліндрів, ливарна, діаметром 105мм, довжиною 1000 мм ДЕРЖСТАНДАРТ 6511-60, матеріал заготівлі – алюміній.

Висновки

У результаті виконання роботи був розроблений нерегульований аксіально-поршневий насос з похилим блоком, відповідний до параметрів, зазначених у технічному завданні. Розрахунки на міцність підтвердили правильність вибору конструкції насоса й матеріалів для виготовлення основних деталей і вузлів насоса. Був проведений аналіз основних потенційно небезпечних факторів, які впливають на здоров'я та несуть ризик життю людини, при роботі, експлуатації, ремонту та монтажу насоса. Розроблені методи боротьби та захисту здоров'я обслуговуючого персоналу, основні правила техніки безпеки.

Список літератури

1. Исаев Ю.М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов. Учебное пособие. – Ленинград, 1979.
2. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов/ С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др. – М.: Машиностроение, 1979 – 351 с.
4. Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. – М.: Машиностроение, 1984.
5. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982.
6. Максименко Г.Т., Покровский В.М. Техника безопасности при применении пожароопасных, взрывоопасных и токсичных материалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Будівельник, 1987.
7. Ильин М.Г., Бекиров Я.А. Технология изготовления прецизионных деталей гидропривода. – М.: Машиностроение, 1971.
8. Дегтяренко А.Г. , Жулавский А.Ю. Методические указания к выполнению экономического раздела дипломного проекта; для студентов специальности „Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика” – Сумы, СумГУ, 1997.
9. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидропневмоавтоматики, – М.: Машиностроение, 1979.
10. Борьба с вибрацией и шумом в машиностроении. П.А. Гладкая «Машиностроение» М.: 1966. – 100 с.
11. Гандзюк М.П., Желібо Є.П., Халімовський М.О. Основи охорони праці: Підручник. 3-є вид. / За ред. М.П.Гандзюка. – К.: Каравела, 2005. – 392 с.

12. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985 – 416 с., ил.
13. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3 –х томах Т – 1 – 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980.
14. Методические указания по оформлению текстовых документов (курсовых и дипломных проектов) / Ю.В. Хмельницкий.
15. Шварцбурд Б.И. Технология производства гидравлических машин. М., Машиностроение, 1978, 352 с.