

**Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
ЦЗДФН  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри ПГМ  
Сотник М. І.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА**

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)

Маляр Д. О.

(прізвище, ініціали)

Керівник

\_\_\_\_\_

(підпис)

Кулініч С. П.

(прізвище, ініціали)

**Суми 2022**

Сумський державний університет  
ЦЗДФН  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки  
спеціальність 131 “Прикладна механіка  
освітня програма “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Зав. кафедрою ПГМ  
\_\_\_\_\_ М.І. Сотник  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022р.

## ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу бакалавра студентові  
Маляру Дмитру 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 10.06.2022 р.

3.Вихідні дані до роботи: : – тиск  $p=32\text{МПа}$ , робочий об'єм  $V=200\text{ см}^3$ , частота обертання валу  $n=3000\text{ хв}^{-1}$ .

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

- опис конструкції і принципу дії насосу;
- визначення розмірів насосу;
- розрахунок на міцність деталей та вузлів насосу;
- охорона праці та безпека життєдіяльності;

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

- складальне креслення насосу;
- робочі креслення деталей та вузлів насосу – всього 4 аркуші формату А1

## 2. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи\*

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

\* призначаються при необхідності рішенням кафедри за поданням керівника роботи

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання	Примітка
1	Опис конструкції та принципу дії насосу	27.04.2022	
2	Розрахунок розмірів насосу	05.05.2022	
3	Розробка складального креслення насосу	10.05.2022	
4	Розрахунок на міцність деталей та вузлів насосу	15.05.2022	
5	Розробка робочих креслень деталей та вузлів насосу	25.05.2022	
6	Охорона праці та безпека життєдіяльності	05.06.2022	
7	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки	10.06.2022	

7. Дата видачі завдання

«6» квітня 2022р.

Студент-

\_\_\_\_\_

(підпис)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_

(підпис)

Кулініч С.П.

(Прізвище, ініціали)

## Реферат

Записка: 41 с., 6 рис., 1 табл., 5 джерел.

Графічний матеріал: 4 аркуші формату А1.

Розраховано розміри основних деталей та вузлів регульованого аксіально-поршневого насосу з похилим блоком, розроблена конструкція насосу, виконано розрахунки на міцність деталей та вузлів насосу. Виконано аналіз методів підвищення мотивації безпеки праці

Ключові слова: НАСОС, РОЗПОДІЛЬНИК, ПОРШЕНЬ, БЛОК ЦИЛІНДРІВ, ША-ТУН, ВАЛ



## ВСТУП

Роторна аксіально-поршнева гідромашина - це гідромашина у якій робочі камери обертаються відносно осі ротора, а осі поршнів або плунжерів паралельні осі обертання або складають з нею кут менше  $45^\circ$ . Насоси і гідромотори з аксіальним або близьким до аксіального розташування циліндрів є найбільш поширеними в гідравлічних системах (гідроприводах). За кількістю різновидів конструктивного виконання вони набагато перевершують інші типи гідромашин.

Ці насоси отримали широке застосування ще наприкінці минулого сторіччя на флоті багатьох країн (Росія, Англія, США, Японія), причому застосовувалися вони для виконання найбільш відповідальних функцій, як наприклад, управління кораблем та його озброєнням.

Вони мають найкращі з усіх типів гідромашин габаритні і вагові характеристики, відрізняються компактністю, високим к.к.д., придатні для роботи при високих частотах обертання і високих тисках, мають порівняно малу інерційність.

Особливо слід зазначити їхню високу енергоємність на одиницю ваги (питома вага). Залежно від конструкції та величини робочого тиску питома вага регульованих насосів з ручним керуванням подачею знаходяться в межах 30 – 100 Н/кВт (більші значення відносяться до насосів, що працюють на більш високих тисках). У насосах з високою частотою обертання ( $n=20000$  об/хв) енергоємність досягає 120 Н/кВт. Вага нерегульованих насосів рівної потужності менше регульованих у 2 рази; відповідно питома вага (тобто вага насоса на одиницю потужності) нерегульованих насосів знаходиться в межах 15 - 50 Н / кВт. Вагова перевага насосів цього типу в порівнянні з електродвигуном становить від ~80 разів для малої до ~12 разів для великої потужності.

Особливістю розглянутих машин є відносно малий момент інерції частин, що обертаються, що має істотне значення при використанні їх як гідромоторів. Махові маси аксіально-поршневого гідромотора потужністю 200 кВт. складають

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	131.06. ВР.000.00ПЗ	5
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



подачею до 400 дм<sup>3</sup>/хв часто випускаються на робочі тиски до 55 МПа).Потужність унікальних насосів, що випускаються для деяких галузей промисловості (для прокатних станів та ін), досягає 4000 - 4500кВт (подача до 8700 дм<sup>3</sup>/ хв) і більше.

Насоси та гідромотори цих типів мають високий об'ємний к.п.д., який для більшості моделей досягає для оптимальних режимів роботи значень 0,97 – 0,98. Багато зарубіжних фірм гарантують для насосів з подачею 130 – 150 дм<sup>3</sup>/хв об'ємний к.к.д. при тиску 35 МПа щонайменше 0,99. Загальний к.к.д. цих насосів становить приблизно 0,95.

Розрізняють гідромашини (насоси та гідромотори) з похилим циліндровим блоком і машини з похилим диском, розуміючи під першим аксіально-поршневі гідромашини, у яких вісь вілу та вісь обертання ротора перетинаються, а під другими – аксіально-поршневі гідромашини, у яких вісь вала і вісь обертання ротора збігаються, тобто. у таких гідромашин вал та ротор розташовані на одній осі. Крім зазначеного, існує багато інших конструктивних відмінностей, проте вони зазвичай не є важливими і граничні характеристичні можливості всіх машин цього типу в більшості випадків рівноцінні.

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
				7



# 1. Опис конструкції та принципу дії насосу

Регульовані аксіально-поршневі насоси й гідромотори типу 207 (рис. 1.1), використовуються в гідросистемах будівельних і дорожніх машин, у силових вузлах об'ємного гідроприводу. Регулювання робочого об'єму гідромотора відбувається за рахунок повороту блока циліндрів в горизонтальній площині на кут 7-25°

Гідромашина в режимі насоса працює в такий спосіб. При обертанні валу 1 шатуни 13 через внутрішні конічні розточки поршнів передають тангенціальну складову сили, необхідної для приведення блоку циліндрів 16 в обертовий рух. Фіксація блоку відносно поворотного корпусу 21 здійснюється за допомогою центрального шипа, сферична головка якого закріплена у фланці валу 1, а хвостовик опирається на втулку, запресовану в центральний отвір сферичного розподільника 18. У силу похилого розташування блоку циліндрів щодо осі валу при обертанні блоку поршні роблять складний рух: обертальний, разом із блоком циліндрів і зворотно-поступальний щодо стінок блоку циліндрів. За один оберт валу поршень у відносному русі робить один подвійний хід, що відповідає послідовному збільшенню й зменшенню об'ємів робочих камер циліндрів. При цьому за першу половину оберту валу розподільник забезпечує комутацію робочих камер з всмоктувальною, а в другий – з напірною лінією гідросистеми, підключеними до отворів у задній кришці 19, отворами в поворотному корпусі 21 та фланці 11 [1].

При експлуатації машини в режимі гідромотора робоча рідина з напірної лінії гідросистеми через отвір у фланці 11, поворотному корпусі 21 і вікно розподільника 18 надходить у циліндр блоку 16, створюючи сили гідростатичного тиску на поршні. Ці сили шатунами 13 передаються на опорний фланець і створюють крутний момент на валу 1 гідромотора.

Основним вузлом гідромашини є перекачуючий вузол (1.2). Його конструкція містить наступні деталі: 1, 23, 27 – кільця упорні; 2 – кільце стопорне; 3, 10 –

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				8

втулки пружини; 4,5 - прокладки; 6 - втулка розпірна; 7 - гвинт; 8 - пластина при-  
тискна; 9 - шайба стопорна; 11, 12 - пружини тарілчасті; 12 – блок циліндрів; 13 -  
шип центральний; 14 - кільце пружинне; 15 - розподільник; 16, 17 - штифти; 18 -

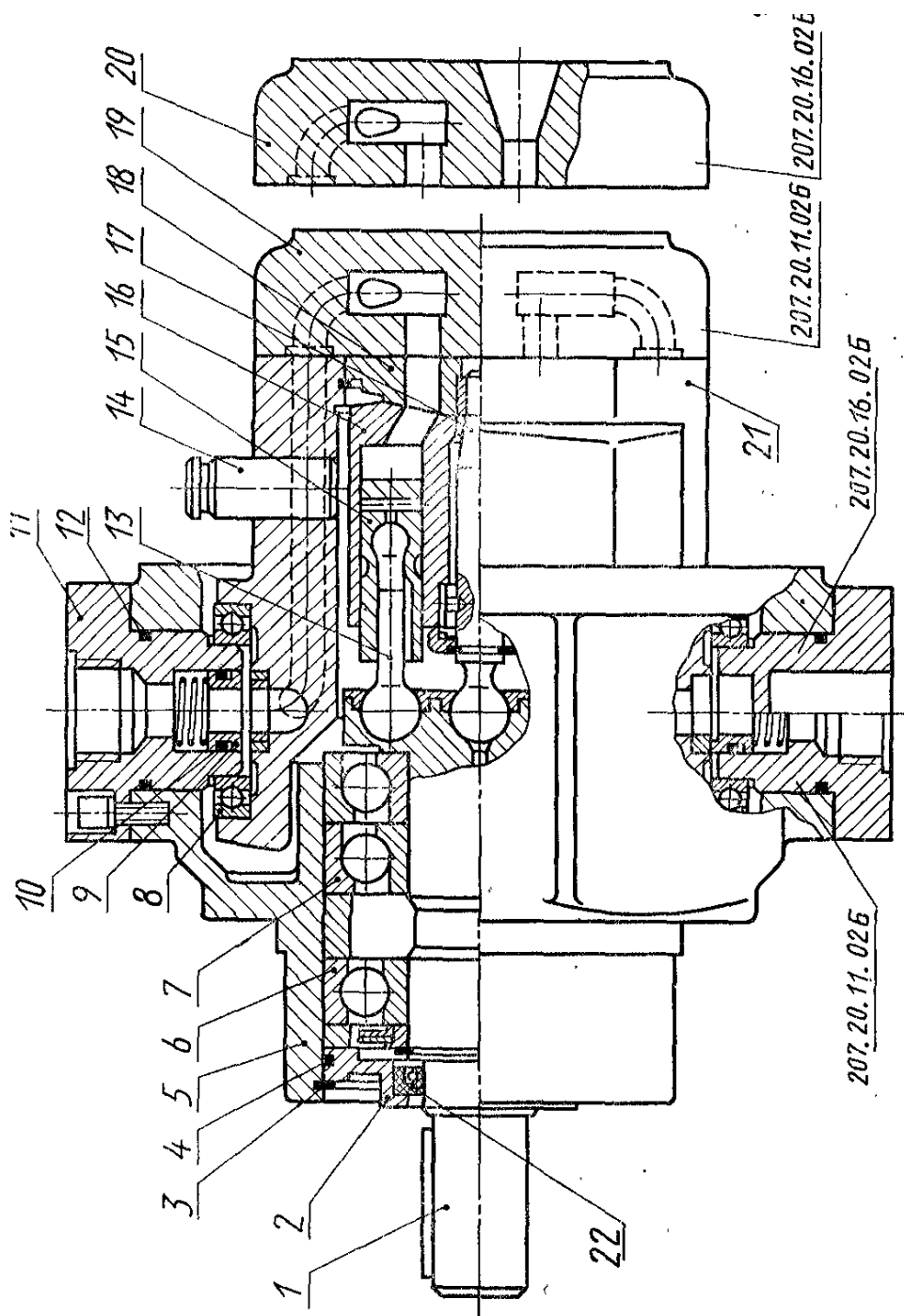


Рисунок 1.1 – Регульований аксіально-поршневий насос з похилим блоком

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

131.06. ВР.000.00ПЗ

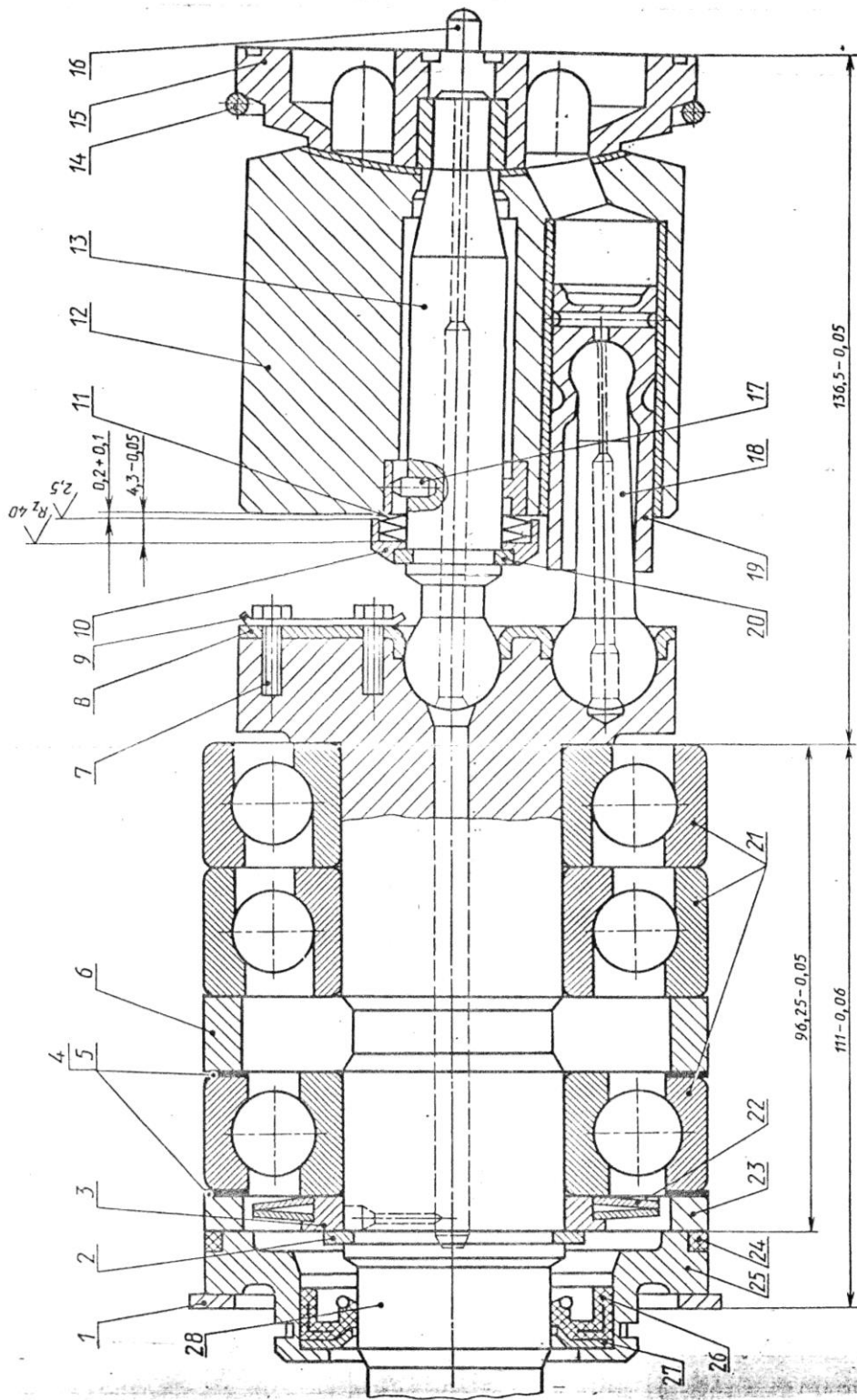


Рисунок 1.2 – Перекачующий узел

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

131.06. ВР.000.00ПЗ

шатун; 19 - поршень; 20 - кільце; 21 - підшипник; 24 - кільце ущільнювальне; 25 - кришка; 26 - манжетне ущільнення; 28 - вал.

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				11

## 2. Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу

### 2.1. Розрахунок блоку циліндрів аксіально-поршневого насоса.

З технічної літератури відома методика визначення розмірів блоку циліндрів за заданим робочим об'ємом  $V$  [1,2,3]. Розрахункова схема блоку циліндрів представлена на рис.2.1.

При розрахунку необхідно враховувати, що для гідромашин із похилим блоком робочий хід поршня становить

$$H = D_y K_\delta \sin \gamma, \quad (2.1)$$

де  $K_\delta$  - дезаксіал;

$\gamma$  – кут нахилу блоку.

Дезаксіал розраховується за формулою

$$K_\delta = \frac{2}{1 + \cos \gamma}, \quad (2.2)$$

Згідно з формулами (2.1) та (2.2) робочий хід поршня можна визначити наступним чином

$$H = D_y C, \quad (2.3)$$

При цьому для гідромашин з похилим блоком циліндрів

$$C = K_\delta \sin \gamma, \quad (2.4)$$

Товщину стінок блоку циліндрів можна визначити за наступною залежністю

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.06. ВР.000.00ПЗ	12.
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$b = \frac{d}{2}(A - 1), \quad (2.5)$$

де  $A = \frac{R}{r}$ .

$d$  – діаметр циліндра.

Діаметр кола розташування осей циліндрів визначається наступним чином

$$D_u = \frac{d + b}{\sin \frac{\pi}{z}} \quad (2.6)$$

де  $z$  – число циліндрів в блоці.

Підставивши вираз (2.5) у (2.6), отримаємо

$$D_u = \frac{d(A + 1)}{2 \sin \frac{\pi}{z}} \quad (2.7)$$

Нормальні напруги в товстостінних циліндрах визначаються за формулою [1]

$$\sigma = p \frac{2R^2}{R^2 - r^2} \quad (2.8)$$

де  $p$  – розрахунковий тиск в гідроциліндрі.

Приймаємо

$$p = 1,2p_n$$

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

С урахуванням (2.5) отримуємо

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
				13

$$\sigma = p \frac{2A^2}{A^2 - 1} \quad (2.9)$$

З формули (2.9) отримуємо

$$A = \sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} \quad (2.10)$$

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

Для проєктованого насосу приймаємо матеріал блоку циліндрів:  
бронза БрОСН10-2-3.

Для вибраного матеріалу  $[\sigma]=150\text{МПа}$  [3].

По формулі (2.10) визначаємо

$$A = \sqrt{\frac{150 + 38,4}{150 - 38,4}} = 1,30$$

Приймаємо  $A=1,3$ .

Робочий об'єм насосу визначається по формулі

$$V = \frac{\pi d^2}{4} H. \quad (2.11)$$

З формули (2.11) урахуванням (2.2, 2.3, 2.8) отримуємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{8V \cdot \sin \frac{\pi}{z} 1000}{\pi \cdot z \cdot C(A + 1)}} \quad (2.12)$$

Инвар. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				14

В формулі (2.12) множник 1000 переводить робочий об'єм см<sup>3</sup> в мм<sup>3</sup>. Результат отримуємо в мм.

Приймаємо  $\gamma=25^\circ$ ,  $z=7$ .

По формулі (2.4) отримуємо

$$C = \sin 25^\circ \frac{2}{1 - \cos 25^\circ} = 0.325$$

По формулі (2.12) отримуємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 200 \cdot \sin \frac{180^\circ}{7} 1000}{3,14 \cdot 7 \cdot 0,325(1,3 + 1)}} = 34,8 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$d = 35 \text{ мм.}$$

По формулі (2.6) отримуємо

$$D_u = \frac{35 \cdot (1,3 + 1)}{2 \sin \frac{180^\circ}{7}} = 92,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$D_u = 93 \text{ мм.}$$

Товщина стінок блока циліндрів (2.5)

$$b = \frac{35}{2} (1,3 - 1) = 5,25 \text{ мм}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				15



Зовнішній діаметр блоку циліндрів, як видно з рис.2.1, визначається наступним чином:

$$D_n = D_{\text{ц}} + d + 2b, \quad (2.13)$$

$$D_n = 93 + 35 + 2 \cdot 5,25 = 138,5 \text{ мм}$$

а внутрішній його діаметр

$$D_g = D_{\text{ц}} - d - 2b, \quad (2.14)$$

$$D_g = 93 - 35 - 2 \cdot 5,25 = 47,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$D_n = 140 \text{ мм,}$$

$$D_g = 46 \text{ мм.}$$

Товщина дна блоку циліндрів звичайно приймається

$$b_{\text{ц}} = 1,5b, \quad (2.15)$$

$$b_{\text{ц}} = 1,5 \cdot 5,25 = 7,9 \text{ мм.}$$

Ширина технологічної проточки  $\delta_{\text{т}}$  (рис.2.1) вибирається по ГОСТ 8820-69:

$\delta_{\text{т}} = 1$	при	$d \leq 5$
$\delta_{\text{т}} = 1,6$	при	$5 < d \leq 10$
$\delta_{\text{т}} = 2$	при	$10 < d \leq 25$
$\delta_{\text{т}} = 3$	при	$25 < d \leq 50$
$\delta_{\text{т}} = 5$	при	$50 < d \leq 100$
$\delta_{\text{т}} = 8$	при	$d > 100$

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.06. ВР.000.00ПЗ	16

Довжина поршня, що знаходиться в циліндрі, вибирається

$$l_1 = 2,5d,$$

$$l_1 = 2,5 \cdot 35 = 87,5 \text{ мм.}$$

Як видно з рис.2.1, довжина розточки в блоці циліндрів буде дорівнювати

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

З (2.3) знаходимо

$$H = 0,325 \cdot 93 = 30,2 \text{ мм}$$

$$l_2 = 30,2 + 87,5 + 3 = 120,7 \text{ мм}$$

Довжину всього блока можна вирахувати по формулі

$$L = l_2 + b_u$$

$$L = 120,7 + 7,9 = 128,6 \text{ мм.}$$

Розміри деталей насоса уточнюються при конструкторській розробці.

Об'єм блоку циліндрів  $W$  (в  $\text{см}^3$ ) можна визначити по наближеній залежності

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

$$W = 128,6 \frac{3,14}{4} (140^2 - 46^2 - 7 \cdot 35^2) \cdot 10^{-3} = 899,8 \text{ см}^3$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	131.06. ВР.000.00ПЗ	17
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

За густиною матеріалу блока  $\rho$  (кг/см<sup>3</sup>), можна визначити масу  $M$  блока циліндрів (кг)

$$M = W \cdot \rho, \quad (2.16)$$

$$M = 899,8 \cdot 8,2 \cdot 10^{-3} = 7,38 \text{ кг}$$

Момент інерції блока  $I$  (кг/м<sup>2</sup>) також можна визначити по наближеній залежності

$$I = \frac{\rho \cdot \pi}{32} [L(D_n^4 - D_g^4) - 2 \cdot z \cdot d^2 \cdot D_u^2 \cdot l_2] \cdot 10^{-15} \quad (2.17)$$

$$I = \frac{8,2 \cdot 10^3 \cdot 3,14}{32} [128,6 \cdot (140^4 - 46^4) - 2 \cdot 7 \cdot 35^2 \cdot 93^2 \cdot 120,7] \cdot 10^{-15}$$

$$= 2,49 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Лінійні розміри вказані в мм, тому для отримання моменту інерції в розмірності кг·м<sup>2</sup> в формулу (217) введено множник 10<sup>-15</sup>.

Отримані розрахунковим шляхом геометричні розміри блоку циліндрів необхідно округлити до найближчої величини з ряду нормальних лінійних розмірів ГОСТ 6636 – 69. При цьому лінійні розміри, для яких допуск можливий в обидві сторони, округляються до найближчого стандартного значення у більшу чи меншу сторону. Внутрішній діаметр блоку заокруглюється до найближчого розміру, а зовнішній діаметр – до найближчого більшого розміру.

Після остаточного вибору розмірів блоку циліндрів необхідно визначити за формулою (2.11) 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:

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата					
					131.06. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
							18		

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

де  $V$  – задане значення робочого об'єму  $V = 200 \text{ см}^3$ ;

$V_n$  – величина робочого об'єму, визначеного з отриманих розмірів блока циліндрів.

$$V_n = \frac{3,14 \cdot 3,5^2}{4} \cdot 3,02 \cdot 7 = 203,4 \text{ см}^3$$

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{203,4}{200} \right| \cdot 100\% = 1,7\%$$

## 2.2. Розрахунок каналів та вікон блоку циліндрів

Враховуючи, що насос працює при мінімальному тиску 0,6МПа, приймаємо допустиму швидкість у вхідному та вихідному каналах  $v_{дон} = 8 \text{ м/с}$ .

Діаметр каналів

$$d_{кан} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot v_{дон} \cdot \eta_0}} \quad (2.18)$$

де  $\eta_0$  – об'ємний к.к.д.;

$Q_m$  – теоретична подача насоса.

Теоретична подача насоса визначається за формулою

$$Q_m = Vn \quad (2.19)$$

$$Q_m = 203,4 \cdot \frac{3000}{60 \cdot 10^6} = 10,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Инд. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подпись и дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				19

$$d_{кан} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10,2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 8 \cdot 0,96}} = 0,041 м$$

Приймаємо  $d_{кан} = 40$  мм.

Уточнюємо швидкість руху рідини

$$v = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot d_{кан}^2 \cdot \eta_0}$$

$$v = \frac{4 \cdot 10,2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,96} = 8,46 м/с$$

Площа вікна  $f_{ок}$  в дні циліндра при допустимій швидкості  $v_{доп} = 8$  м/с.

$$f_{ок} = \frac{Q}{n v_{доп} \eta_0}$$

де  $n = \frac{z \pm 1}{2}$  – кількість циліндрів одночасно відключених до лінії.

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

$$f_{ок} = \frac{10,2 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 8 \cdot 0,96} = 4,43 \cdot 10^{-4} м^2$$

Площа поршня

$$F_{пор} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Инов. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Инов. № дубл.
Подпись и дата	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.06. ВР.000.00ПЗ	20
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

$$F_{нор} = \frac{3,14 \cdot (35 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 9,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт, який визначає форму вікна

$$K_u = \frac{f_{ок}}{F_{нор}} \quad (2.20)$$

$$K_u = \frac{4,43 \cdot 10^{-4}}{9,62 \cdot 10^{-4}} = 0,46 < 0,95,$$

тобто, вікно не кругле.

Радіус округлення

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

$$\rho = 1,16 \cdot 35 \left(1 - \sqrt{1 - 0,675 \cdot 0,46}\right) = 6,89 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $\rho = 7 \text{ мм.}$

Кути, які визначають розміри вікна

$$\psi_1 = \arcsin \frac{d}{D_u}$$

$$\psi_1 = \arcsin \frac{35 \cdot 10^{-3}}{93 \cdot 10^{-3}} = 22,1^\circ$$

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

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
				21

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{93 \cdot 10^{-3}} = 8,7^\circ.$$

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

$$\psi_2 = 22,1 - 8,7 = 13,4^\circ$$

### 2.3. Розрахунок торцевого розподільника

Кут, який приходить на серповидне вікно

$$2\beta = \frac{360^\circ}{z} \left( 3 - \frac{1}{z} \right)$$

$$2\beta = \frac{2 \cdot 3,14}{7} \left( 3 - \frac{1}{7} \right) = 146^\circ 56'$$

Ширина серповидного вікна

$$a = 2\rho,$$

$$a = 2 \cdot 7 \cdot 10^{-6} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Площа серповидного вікна

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

$$f_c = \frac{3,14 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{360^\circ} 146^\circ 56' \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 12,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				22.

## 2.4. Сили, що діють на блок і розподільник.

Зусилля, що притискає блок до розподільника визначається по формулі

$$F_{\text{пр.мах}} = \frac{\pi d^2}{4} n_{\text{мах}} p_{\text{н}} \quad (2.21)$$

$$F_{\text{пр.мах}} = \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} 4 \cdot 32 \cdot 10^6 = 123 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Зусилля, що віджимає блок визначається по формулі

$$F_{\text{отж}} = \frac{f_c \cdot p_{\text{н}}}{2} + \frac{\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2)p_{\text{н}}}{16} \quad (2.22)$$

$$F_{\text{отж}} = \frac{12,6 \cdot 10^{-4} \cdot 32 \cdot 10^6}{2} + \frac{3,14 \cdot (0,140^2 - 0,046^2) \cdot 32 \cdot 10^6}{16} = 145 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
				23



### 3. Розрахунки на міцність [1, 4]

#### 3.1. Розрахунок блока циліндрів

Прийнятий матеріал блока – бронза БрОСН10-2-3:

- допустима напруга  $[\sigma] = 150 \text{ МПа};$
- коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,28;$
- модуль пружності  $E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ МПа};$
- допустима деформація  $\delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм}.$

Перевірка блока на міцність виконується по формулі:

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

де  $p_p = k_p p_n$  – розрахунковий тиск;

$k_p = 1,2$  – коефіцієнт навантаження.

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

$$A = \frac{32 + 2 \cdot 4,8}{32} = 1,3$$

$$\sigma = \frac{1,3^2 + 1}{1,3^2 - 1} \cdot 38,4 = 149,7 \text{ МПа} < [\sigma] = 150 \text{ МПа}$$

Розрахунок блока на жорсткість виконується по формулі

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

Ивв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ивв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
				24



$$[\sigma] \geq \frac{4f_n p_p}{\pi k_c d_{c\phi}^2} \quad (3.3)$$

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

$f_n$  – площа поршня;

$p_p$  – розрахунковий тиск в насосі;

$k_c$  – коефіцієнт використання площі опорної поверхні;

$d_{c\phi}$  – діаметр сферичної головки.

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

Допустима напруга для прийнятих матеріалів згідно [1] –  $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$ .

Площа поршня визначається по формулі:

$$f_n = \frac{\pi d_n^2}{4}$$

$$f_n = \frac{3,14 \cdot (35 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 9,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт використання площі опорної поверхні  $k_c = 1$ .

З формули (3.2) визначаємо

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

$$d_{c\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,62 \cdot 10^{-4} \cdot 38,4}{3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 21,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

З конструктивних міркувань приймаємо

$$d_{c\phi} = 22 \text{ мм}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.06. ВР.000.00ПЗ	26
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

Діаметр отвору для підвода змащування

$$d_{cm} = (0,04 \dots 0,08)d,$$

$$d_{cm} = (0,04 \dots 0,08) \cdot 35 = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_{cm} = 2 \text{ мм}$ .

### 3.2.2. Розрахунок сил, що діють на поршень

Сила тиску

$$F_{\Pi} = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} p_{\text{H}}$$

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} 32 \cdot 10^6 = 30,8 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Проекції сил, що діють на поршень

$$F_N = F_n \cdot \cos \gamma \quad (3.4)$$

$$F_N = 30,8 \cdot 10^3 \cdot \cos 25^\circ = 27,9 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$F_A = F_n \cdot \sin \gamma \quad (3.5)$$

$$F_A = 30,8 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ = 13,0 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарне значення крутного моменту на валу

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.06. ВР.000.00ПЗ	27
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



Сумарна радіальна сила, що діє на поршень

$$\sum R_{rad} = K \cdot F_n \cdot \sin \gamma \quad (3.7)$$

$$\sum R_{rad} = 4 \cdot 30,8 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ = 52,1 \cdot 10^3 \text{ H}$$

Сумарна осьова сила, що діє на поршень

$$\sum R_{oc} = K \cdot F_n \cdot \cos \gamma \quad (3.7)$$

$$\sum R_{oc} = 4 \cdot 30,8 \cdot 10^3 \cdot \cos 25^\circ = 112 \cdot 10^3 \text{ H}$$

### 3.3. Розрахунок на міцність поршневої групи

Перевірка міцності по опорним поверхням шатуна.

Напряга зі сторони поршня

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

где  $K_c = 1$  – коефіцієнт використання площі опорної поверхні.

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14(35 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 32 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (22 \cdot 10^{-3})^2} = 81,0 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напряга по опорній поверхні зі сторони диска

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
				29

$$\sigma = \frac{4f_n p_n}{\pi \cdot K_c \cdot D_{ш\delta}^2} \leq [\sigma] \quad (3.9)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14(35 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 32 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2} = 24,5 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напряга згину

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_{min}} \quad (3.10)$$

де  $M_u$  – згинаючий момент;

$W_{min}$  – момент опору в мінімальному перерізі.

Згинаючий момент визначається по формулі

$$M_u = \frac{M_{T\Sigma u=0}}{R_\delta \cdot n} L_{ш} \quad (3.11)$$

$$M_u = \frac{1032 \cdot 0,14}{48,82 \cdot 10^{-3} \cdot 7} = 295,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору

$$W_{min} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^3}{16} \left( 1 - \frac{d_{см}^4}{d_{ш}^4} \right)_{min} \quad (3.12)$$

де  $d_{ш}$  – діаметр шатуна.

Діаметр шатуна визначається з залежності

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

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.06. ВР.000.00ПЗ	30
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

Приймаємо

$$\frac{d_n^2}{2d_{ш}^2} = 0,96$$

Тоді діаметр шатуна буде

$$d_{ш} = \frac{35 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2 \cdot 0,96}} = 25,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо  $d_{ш} = 26 \text{ мм}$ .

По формулі (3.12) визначаємо

$$W_{min} = \frac{3,14 \cdot (26 \cdot 10^{-3})^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{2 \cdot 10^{-3}}{26 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right] = 3,46 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

По формулі (3.10) визначаємо

$$\sigma_u = \frac{295,9}{3,46 \cdot 10^{-6}} = 85,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Напруга стискання шатуна

$$\sigma_{ст} = \frac{4 \cdot F_n}{\pi(d_{ш}^2 - d_{см}^2)} \quad (3.13)$$

$$\sigma_{ст} = \frac{4 \cdot 30,8 \cdot 10^3}{3,14[(26 \cdot 10^{-3})^2 - (2 \cdot 10^{-3})^2]} = 58,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Сумарна напруга

$$\sigma_{рш} = \sigma_{ст} + \sigma_u$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				31



$$\sigma_{ру} = 58,4 + 85,5 = 143,9 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт гнучкості

$$\lambda = \frac{4L_{ш}}{\sqrt{d_{ш}^2 - d_{см}^2}} \quad (3.14)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 0,14}{\sqrt{(26 \cdot 10^{-3})^2 - (2 \cdot 10^{-3})^2}} = 21,6$$

Коефіцієнт форми  $\psi_b = 0,96$ .

Умова міцності при циклічному характері навантаження

$$\sigma_{ру} = \psi_b \frac{\sigma_m}{2K_{ш}} \quad (3.15)$$

де  $K_{ш}$  – запас міцності.

$$\psi_b \frac{\sigma_m}{2K_{ш}} = \frac{800 \cdot 10^6}{2 \cdot 1,8} \cdot 0,96 = 211 \text{ МПа} > 143,9 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Розрахунок шатуна на повздовжню стійкість проводимо по формулі Ейлера

$$F_{пр} = \frac{\pi^2 EI_{ш}}{L_{ш}^2} \quad (3.16)$$

де  $I_{ш}$  – момент інерції шатуна.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				32

$$I_{uu} = \frac{\pi \cdot d_{uu}^4}{64} \left( 1 - \frac{d_{cm}^4}{d_{uu}^4} \right)$$

$$I_{uu} = \frac{3,14 \cdot (26 \cdot 10^{-3})^4}{64} \left( 1 - \left( \frac{2 \cdot 10^{-3}}{24 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 2,22 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$F_{np} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,22 \cdot 10^{-8}}{(140 \cdot 10^{-3})^2} = 68,7 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Коефіцієнт стійкості

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

$$K_y = \frac{68,7 \cdot 10^3}{30,8 \cdot 10^3} = 2,2$$

Умова стійкості  $K_y > 2$  витримується.

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.06. ВР.000.00ПЗ				
				33

#### 4. Методи підвищення мотивації безпеки праці

Вирішальним чинником конкурентоспроможності підприємства в багатьох галузях є забезпеченість кваліфікованою робочою силою, рівень її мотивації, форми організації праці інші особливості, що визначають ефективність використання персоналу.

Одним з постулатів теорії людських ресурсів є додаток ціннісних категорій і оцінок до використання робочої сили. При цьому, з одного боку, застосування людських ресурсів характеризується певними витратами наймача, крім виплачуваної заробітної платні. До них належать витрати на відбір персоналу, його навчання, соціальне страхування і т.ін. З другого боку, людські ресурси характеризуються здатністю створення доходу, що поступає в розпорядження працедавця. Саме ця здатність визначає ціннісний аспект використання людських ресурсів.

Мотивація праці – це прагнення працівника задовольнити потреби (отримати певні блага) за допомогою трудової діяльності. Мотивація включає внутрішній стан людини, званий потребою, і зовнішні чинники, що впливають на мотивацію, так звані стимули. Поведінка людини визначається потребами і стимулами, які домінують в даний момент часу.

Трудова мотивація – це процес стимулювання окремого виконавця або групи людей до діяльності, яка спрямована на досягнення мети підприємства, до продуктивного виконання ухвалених рішень або запланованих робіт.

Неефективна система мотивації може викликати у працівників незадоволеність, що завжди викликає зниження продуктивності праці. З іншого боку, ефективна система стимулює продуктивність персоналу, підвищує ефективність людських ресурсів. Базові методи управління мотивацією праці наведено на рис. 3.12.

Розглянемо їх докладніше.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата
-------------	----------------	--------------	-------------	----------------

					131.06. ВР.000.00ПЗ	34
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

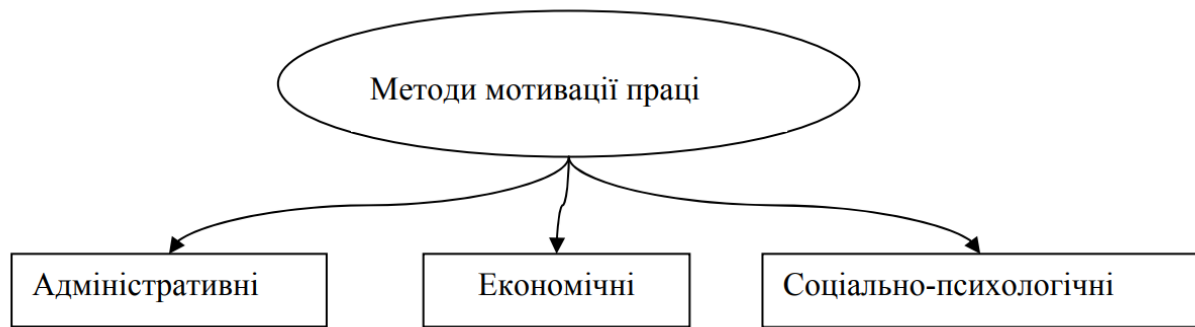


Рисунок 4.1 – Методи трудової мотивації персоналу

**Адміністративні методи** засновані на ухваленні рішень керівниками у сфері нематеріальних заохочень і покарань, розподілу повноважень і відпові дальності, визначенням графіка роботи та ін.

Для них характерна пряма централізована дія суб'єкта на об'єкт управління. Адміністративні методи орієнтовані на такі мотиви поведінки, як усвідомлена необхідність трудової дисципліни, почуття обов'язку прагнення людини працювати в певній організації, культура трудової діяльності. В систему адміністративних методів входять:

**Організаційно-стабілізуючі методи** (закони, укази, статuti, правила, держстандарти та ін.), тобто правові норми і акти, затверджені державними органами для обов'язкового виконання.

**Методи організаційної дії** (регламентація, інструкції, організаційні схеми, нормування праці), діючі всередині організації. Документи регламентують склад, зміст і взаємозв'язки всіх підсистем організації.

**Розпоряджувальні методи** (накази, розпорядження) використовуються в процесі оперативного керівництва.

**Дисциплінарні методи** (встановлення і реалізація форм відповідальності). Під дисциплінарними методами можна розуміти, зокрема, застосування негативних стимулів (страх перед втратою роботи, голодом, штрафами). В економічно розвинутих країнах переважає перехід від негативних стимулів до позитивних.

Ивв. № подл.	Подпись и дата
Взам. ивв. №	Ивв. № дубл.
Подпись и дата	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.06. ВР.000.00ПЗ

Адміністративні методи мотивації праці, використовуються в тих організаціях, де авторитарне керівництво, яке вважає, що люди ледачі, не люблять працювати і по відношенню до них потрібно застосовувати політику «батога і пряника», з іншого боку, такі методи як організаційна дія, необхідні.

Організаційні схеми, нормування праці й ін. сприяють більш чіткій і ефективній організації праці на будь-якому підприємстві, а нормування праці дозволяє розробити науково обґрунтовану систему оплати праці та соціальної захищеності працівників. Державні закони підзаконні акти і державні стандарти є обов'язковими для виконання і визначають принципи державного впливу на ринку праці.

**Економічні методи** засновані на застосуванні матеріальної винагороди як компенсації за трудові зусилля працівника і досягнуті їм результати. Це ціла система мотивів і стимулів, що спонукають всіх працівників плідно працювати на загальне благо. Серед них виділяють:

- методи, що використовуються державними і регіональними органами управління (податкова система, кредитно-фінансовий механізм регіонів і країни в цілому);

- методи, що використовуються організацією (економічні нормативи функціонування підприємства, система матеріального заохочення працівників, система відповідальності за якість і ефективність роботи, участь в прибутках і капіталі).

Стимулювання до належного рівня мотивації може існувати в двох взаємозв'язаних формах:

Матеріальне стимулювання виявляється в тому, що працівник при обумовленому об'ємі і якості виконуваної роботи може розраховувати на отримання тих або інших матеріальних благ у натуральній або грошовій формі. Практика показує доцільність таких заходів матеріального заохочення для окремого працівника:

- разова грошова винагорода (премія);

Ив. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подпись и дата	

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.06. ВР.000.00ПЗ	36





одержувати дані про виконання працівниками вимог охорони праці, вживати заходів дисциплінарної дії до порушників.



Рисунок 4.2 – Характеристики культури безпеки

Для формування стійкої корпоративно спрямованої позитивної мотивації у всіх підрозділах і трудових групах (бригадах) мають використовуватися різноманітні методи стимулювання працівників до оволодіння знаннями і досвідом забезпечення безпеки праці і виробництва, до зниження показників аварійності, інцидентності, виробничого травматизму і професійної захворюваності.

**Методи пропаганди питань безпеки** різноманітні, але кінцева мета одна – виховати у працюючих усвідомлену необхідність виконання вимог безпечного виконання робіт. Це досягається всіма формами навчання і інструктажу; розбором нещасних випадків; проведенням лекцій; бесід; наочною агітацією; організацією відвідин виставок; екскурсій; обміном досвідом; організацією змагання; перегляданням кіно і відеофільмів, залученням до формування нормального психологічного клімату в колективах (змінах, бригадах і т.п.) фахівців – психологів і соціологів і т.ін.

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

131.06. ВР.000.00ПЗ





## ЛІТЕРАТУРА

1. Исаев Ю. М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов : учебное пособие / Исаев Ю.М.; М-во высш. и сред. спец. образования РСФСР, Ленингр. политехн. ин-т им. М.И. Калинина. - Ленинград : ЛПИ, 1979. - 98 с
2. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. / Учебник для вузов. М., «Машиностроение», 1974, с. 606.
3. Бим-Бад Б.М., Кабаков М.Г., Прокофьев В.Н., Стесин С.П. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат / Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. — М.: Машиностроение, 1990. — 136 с.:
4. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХП», 2020. – 275 с
- 5 Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; М-во освіти і науки України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
					131.06. ВР.000.00ПЗ					
					Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	41