

**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 нерегульованого аксіально-поршневого
насосу з похилим диском**

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

Виконавець роботи

(підпис)

Ротань 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
Ротаню Дмитру Олеговичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1.Тема роботи: Розробка нерегульованого аксіально-поршневого насосу з похилим диском

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 $V=80\text{ см}^3$, 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: 42 с., 7 рис., 1 табл., 5 джерел.

Графічний матеріал: 4 аркуші формату А1.

Розраховано розміри основних деталей та вузлів аксіально-поршневого насосу з похилим диском, розроблена конструкція насосу, виконано розрахунки на міцність деталей та вузлів насосу. Розглянуто загальні вимоги безпеки до виробничого обладнання та технологічних процесів.

Ключові слова: НАСОС, РОЗПОДІЛЬНИК, ПОРШЕНЬ, БЛОК ЦИЛІНДРІВ, БАШМАК, ВАЛ

Розподільник має два серпоподібних вікна розділених перемичками. Діаметр середньої окружності цих вікон дорівнює діаметру, на якому розташовані отвори для проходу рідини в циліндри. Ширина перемичок виконується такою, щоб ці отвори надійно перекривалися в моменти, коли пор-ень переходить від циклу нагнітання до циклу зливу (або навпаки від циклу зливу до циклу нагнітання).

Одна илощина розподільного диску притискається до блоку циліндрів, протилежна – до корпусу гідромотора. Вікна розподільника при цьому з'єднуються з напірним і зливальним патрубками.

До основних технічних параметрів аксіально-поршневих насосів відносяться: робочий об'єм, частота обертання вала, напірний тиск, теоретичні та дійсні витрати наслса, а також механічна потужність насогсаа, та подача.

Аналіз даних, виконаний на більш ніж 150 типорозмірах насосів [1], показує, що робочі об'єми й частоти обертання вала покривають деяку область (рисунок В.2.). Загальна тенденція полягає в тому, що більшому значенню робочого об'єму відповідає менше значення частоти обертання.

Дійсна подпча рідини в насосі пов'язана з теоретичною подачею співвідношенням:

$$Q_d = Q_T \eta_o$$

де Q_d – дійсна подача насосу;

Q_T – теоретична подача насосу;

η_o — об'ємний ККД насоса.

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	6

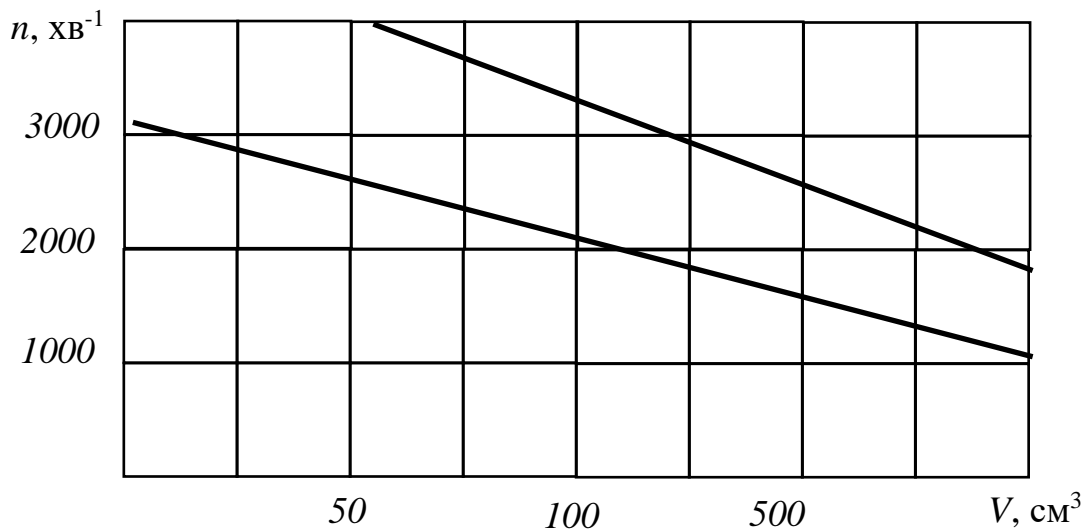


Рисунок В.2 – Залежність частоти обертання вала насоса від робочого об'єму

Об'ємний ККД насоса залежить від багатьох факторів і коливається в межах $\eta_o = 0,92 - 0,98$. Найбільший вплив на ККД має тиск нагнітання й частота обертання вала

Аксіально-поршневі гідромотори знаходять широке застосування в гідравлічних приводах завдяки своїм перевагам: можливість створення високих крутних моментів, малі габарити й маса, високі значення ККД. Необхідність створення гідромотора, що сають ці якості, і мабть необхідні параметри й обумовили вибір конструкції гідромотора, розроблювальної в даній кваліфікаційній роботі.

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ

1. Опис конструкції та принципу дії насосу

Нерегульовані аксіально-поршневі насоси й гідромотори типу МП (рис. 1.1), використовуються в гідросистемах будівельних і дорожніх машин у силових вузлах об'ємного гідроприводу.

Гідромашина в режимі насоса працює в такий спосіб. При обертанні валу 1 через шліцеве з'єднання крутний момент передається на блок циліндрів 16 [1]. Блок циліндрів обертається разом з поршнями, які знаходяться в розточках блоку. Поршні башмаками опираються на нерухомий похилий диск, тому разом з обертанням навколо осі рухаються зворотно-поступально відносно блоку. На половині оберту об'єм робочих камер збільшується і рідина через серповидне вікно розподільника заповнює камери циліндрів. Розподільник у цей період з'єднує камери зі всмоктувальною лінією гідросистеми. У другій половині оберту об'єм робочих камер зменшується і рідина витісняється в напірну лінію гідросистеми.

При експлуатації машини в режимі гідромотора робоча рідина з напірної лінії гідросистеми через отвір у кришці і вікно розподільника 13 надходить в камери блоку циліндрів 16. Сила гідростатичного тиску, яка діє на торцеву поверхню поршня, притискує п'ята 5 до нерухомого похилого диску 3. В свою чергу сила реакції опорного диску через п'ята 5 передається на плунжер 6. Колова складова цієї сили створює крутний момент, який завдяки контакту бічної поверхні плунжера 6 і втулки 15 передається блоку циліндрів 16, і далі через шліцеве з'єднання на вал 1.

Для зменшення тертя в парі п'ята – опорний диск в конструкції плунжерної групи передбачене гідростатичне розвантаження. З цією ж метою між блоком циліндрів і розподільником встановлено диск 10 з антифрикційного матеріалу. Положення опорного диску 3, розподільника 13 і антифрикційного диску 10 фіксується штифтами 2, 9 12. Попередній піджим блока циліндрів до розподільника виконується пружиною 14. Для організації силового зв'язку плунжерів з опорним

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	8
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

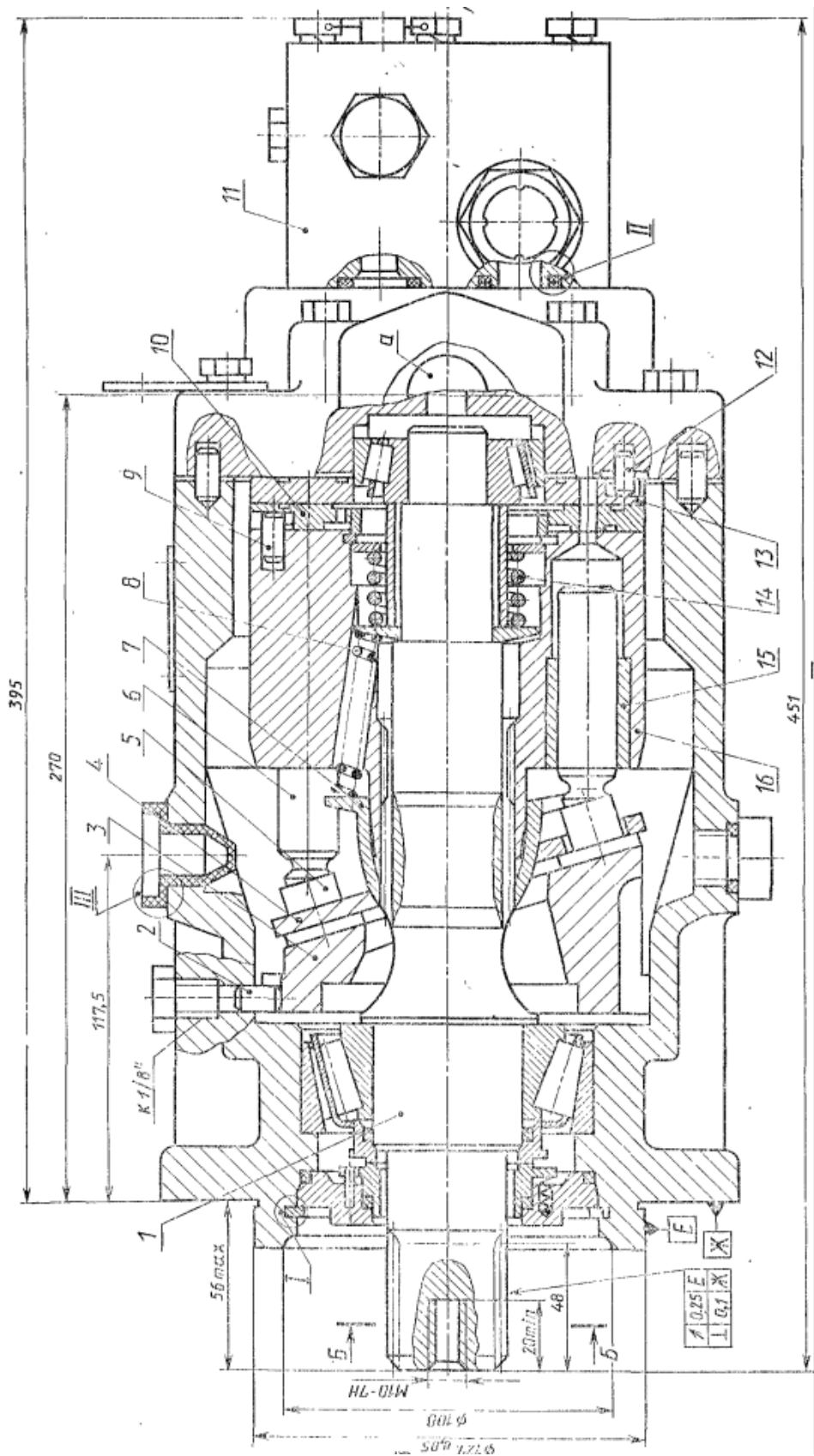


Рисунок 1.1 – Нерегульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим
ДИСКОМ

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ

2. Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу

2.1. Розрахунок блоку циліндрів аксіально-поршневого насосу

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

$$H = D_u \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.1)$$

де D_u – діаметр кола розташування циліндрів;

γ – кут нахилу блоку.

Згідно з формулою (2.1) робочий хід поршня можна визначити наступним чином

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

При цьому для гідромашин з похилим диском

$$C = \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.4)$$

Товщину стінок блоку циліндрів можна визначити за наступною залежністю

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

де $A = \frac{R}{r}$.

d – діаметр циліндра.

Діаметр кола розташування осей циліндрів визначається наступним чином

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	11
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

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

З формули (2.9) отримуємо

Инд. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	12
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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 гідромотору 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

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

В формулі (2.12) множник 1000 переводить робочий об'єм см^3 в мм^3 . Результат отримуємо в мм.

Приймаємо $\gamma=20^\circ$, $z=7$.

По формулі (2.4) отримуємо

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

$$C = \operatorname{tg} 20^\circ = 0.364$$

По формулі (2.12) отримуємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 80 \cdot \sin \frac{180^\circ}{7} 1000}{3,14 \cdot 7 \cdot 0,364(1,3 + 1)}} = 24,7 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$d = 25 \text{ мм.}$$

По формулі (2.6) отримуємо

$$D_{\text{ц}} = \frac{25 \cdot (1,3 + 1)}{2 \sin \frac{180^\circ}{7}} = 66,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$D_{\text{ц}} = 67 \text{ мм.}$$

Товщина стінок блока циліндрів (2.5)

$$b = \frac{25}{2} (1,3 - 1) = 3,8 \text{ мм}$$

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

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

$$D_{\text{н}} = 67 + 25 + 2 \cdot 3,8 = 99,6 \text{ мм}$$

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

а внутрішній його діаметр

$$D_e = D_{\psi} - d - 2b, \quad (2.14)$$

$$D_e = 67 - 25 - 2 \cdot 3,8 = 34,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$D_n = 100 \text{ мм,}$$

$$D_e = 34 \text{ мм.}$$

Товщина дна блока циліндрів звичайно приймається

$$b_{\psi} = 1,5b, \quad (2.15)$$

$$b_{\psi} = 1,5 \cdot 3,8 = 5,7 \text{ мм.}$$

Ширина технологічної проточки δ_T (рис.2.1) вибирається по ГОСТ 8820-69:

$\delta_T = 1$	при	$d \leq 5$
$\delta_T = 1,6$	при	$5 < d \leq 10$
$\delta_T = 2$	при	$10 < d \leq 25$
$\delta_T = 3$	при	$25 < d \leq 50$
$\delta_T = 5$	при	$50 < d \leq 100$
$\delta_T = 8$	при	$d > 100$

Довжина частини поршня, яка знаходиться в блоці циліндрів, вибирається

$$l_1 = 2,5d,$$

$$l_1 = 2,5 \cdot 25 = 62,5 \text{ мм.}$$

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	15

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

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

З (2.3) знаходимо

$$H = 0,364 \cdot 76 = 24,4 \text{ мм}$$

$$l_2 = 24,4 + 62,5 + 3 = 86,9 \text{ мм}$$

Довжину всього блока можна вирахувати по формулі

$$L = l_2 + b_u$$

$$L = 86,9 + 5,7 = 92,6 \text{ мм.}$$

Розміри деталей гідромотора уточнюються при конструкторській розробці.

Об'єм блоку циліндрів W (в см^3) можна визначити по наближеній залежності

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

$$W = 92,6 \frac{3,14}{4} (100^2 - 34^2 - 7 \cdot 25^2) \cdot 10^{-3} = 325,0 \text{ см}^3$$

За густиною матеріалу блока ρ ($\text{кг}/\text{см}^3$), можна визначити масу M блока циліндрів (кг)

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

$$M = 325,0 \cdot 8,2 \cdot 10^{-3} = 2,67 \text{ кг}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				16

$$V_n = \frac{3,14 \cdot 2,5^2}{4} \cdot 2,44 \cdot 7 = 83,8 \text{ см}^3$$

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{83,8}{80} \right| \cdot 100\% = 4,75\%$$

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 η_0 – об'ємний к.к.д.;

Q_m – подача насоса.

Подача насоса визначаються за формулою

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

$$Q_m = 83,8 \cdot \frac{3000}{60 \cdot 10^6} = 4,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_{кан} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,19 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 8 \cdot 0,96}} = 0,026 \text{ м}$$

Приймаємо $d_{кан} = 25 \text{ мм}$.

Уточнюємо швидкість руху рідини

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				18

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

$$v = \frac{4 \cdot 4,19 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,96} = 8,89 \text{ м/с}$$

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

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

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

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

$$f_{ок} = \frac{4,19 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 8 \cdot 0,96} = 1,82 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Площа поршня

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

$$F_{пор} = \frac{3,14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 4,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт, який визначає форму вікна

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				19

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

$$K_u = \frac{1,82 \cdot 10^{-4}}{4,91 \cdot 10^{-4}} = 0,37 < 0,95,$$

тобто, вікно не кругле.

Радіус округлення

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

$$\rho = 1,16 \cdot 25 \left(1 - \sqrt{1 - 0,675 \cdot 0,37}\right) = 3,9 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\rho = 4 \text{ мм.}$

Кути, які визначають розміри вікна

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

$$\psi_1 = \arcsin \frac{25 \cdot 10^{-3}}{67 \cdot 10^{-3}} = 21,9^\circ$$

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

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{67 \cdot 10^{-3}} = 6,9^\circ$$

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

Инвар. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
				20

$$\psi_2 = 21,9 - 6,9 = 15^\circ$$

2.3. Розрахунок торцевого розподільника

Кут, який приходиться 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

$$a = 2\rho,$$

$$a = 2 \cdot 4 \cdot 10^{-6} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Площа серповидного вікна

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

$$f_c = \frac{3,14 \cdot 67 \cdot 10^{-3}}{360^\circ} 146^\circ 56' \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 6,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

2.4. Сили, що діють на блок і розподільник.

Зусилля, що притискає блок до розподільника визначається по формулі

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

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

$$F_{\text{пр.мах}} = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} 4 \cdot 32 \cdot 10^6 = 62,8 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Зусилля, що віджимає блок визначається по формулі

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

$$F_{\text{отж}} = \frac{6,9 \cdot 10^{-4} \cdot 32 \cdot 10^6}{2} + \frac{3,14 \cdot (0,100^2 - 0,034^2) \cdot 32 \cdot 10^6}{16} = 62,4 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ					22

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 $p_p = k_p p_n$ – козрахунковий тиск;

$k_p = 1,2$ – коефіцієнт навантаження.

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

$$A = \frac{25 + 2 \cdot 3,8}{25} = 1,3$$

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

Розрахунок блоку на жорсткість виконується по формулі

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

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	23
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\delta = \frac{25 \cdot 10^{-3}}{2,0 \cdot 10^5} \left(\frac{1,3^2 - 1}{1,3^2 + 1} + 0,28 \right) \cdot 32 = 5,7 \cdot 10^{-6} \text{ м} < \delta_{\text{дон}}$$

3.2. Розрахунок поршня

3.2.1. Визначення розмірів поршня

Розрахункова схема поршня приведена на рис. 3.1

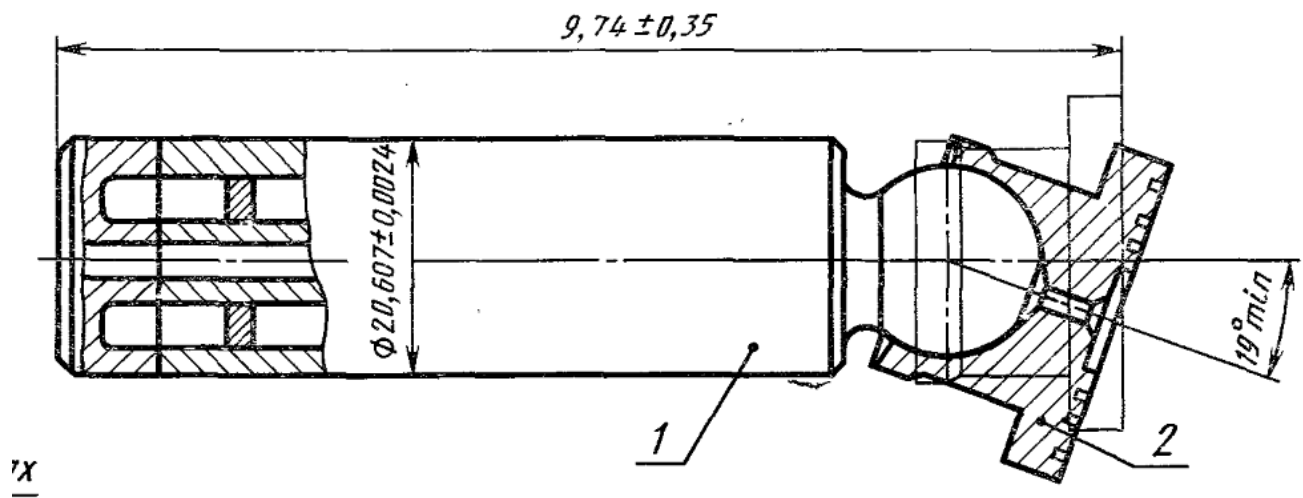


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема поршня

Попередньо приймаємо довжину поршня

$$L_n = 2,75d.$$

$$L_n = 2,75 \cdot 25 = 68,75 \text{ мм.}$$

Приймаємо $L_n = 70 \text{ мм}$

Діаметр сферичної головки визначається з формули

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

131.03. ВР.000.00ПЗ

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

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 20ХНЗА, для шатуна – сталь 40Х.

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

Площа поршня визначається по формулі:

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

$$f_n = \frac{3,14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 4,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт використання площі опорної поверхні $k_c = 1$.

З формули (3.2) визначаємо

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

$$d_{c\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,91 \cdot 10^{-4} \cdot 38,4}{3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 15,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

З конструктивних міркувань приймаємо

$$d_{c\phi} = 16 \text{ мм}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				25

Діаметр отвору для підвода змащування

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

$$d_{cm} = (0,04 \dots 0,08) \cdot 25 = 1 \dots 2 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{cm} = 2 \text{ мм}$.

3.2.2. Розрахунок сил, що діють на поршень

Сила тиску

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

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} 32 \cdot 10^6 = 15,7 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Проекції сил, що діють на поршень

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

$$F_N = 15,7 \cdot 10^3 \cdot \cos 20^\circ = 14,7 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

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

$$F_A = 15,7 \cdot 10^3 \cdot \sin 20^\circ = 5,4 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарне значення крутного моменту на валу

Инвар. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	26
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$M_{T\Sigma} = \sum_{i=1}^{k=4} M_{Ti} = F_n \sin \gamma R_\delta \sum_{i=1}^{k=4} \sin[\phi + (K - 1)\alpha] \quad (3.6)$$

де R_δ – радіус кола, на якому розміщені циліндри.

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=0} = 15,7 \cdot 10^3 \cdot \sin 20^\circ \cdot 38 \cdot 10^{-3} (\sin(0 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(0 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(0 + (3 - 1)51^\circ 25') + \sin(0 + (4 - 1)51^\circ 25')) \\ &= 422H \cdot m \end{aligned}$$

При куті повороту $\phi = 17^\circ$

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=17} = 18,3 \cdot 10^3 \cdot \sin 20^\circ \cdot 38 \cdot 10^{-3} (\sin(17 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(17 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(17 + (3 - 1)51^\circ 25') \\ &+ \sin(17 + (4 - 1)51^\circ 25')) = 407H \cdot m \end{aligned}$$

При куті повороту $\phi = 34^\circ$

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=34} = 218,3 \cdot 10^3 \cdot \sin 20^\circ \cdot 38 \cdot 10^{-3} (\sin(34 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(34 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(34 + (3 - 1)51^\circ 25') \\ &+ \sin(34 + (4 - 1)51^\circ 25')) = 412H \cdot m \end{aligned}$$

Сумарна радіальна сила, що діє на поршень

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

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	27

$$\sum R_{pad} = 4 \cdot 15,7 \cdot 10^3 \cdot \sin 20^\circ = 21,5 \cdot 10^3 \text{ H}$$

Сумарна осьова сила, що діє на поршень

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

$$\sum R_{oc} = 4 \cdot 15,7 \cdot 10^3 = 62,8 \cdot 10^3 \text{ H}$$

3.3. Розрахунок на міцність поршневої групи

Перевірка міцності по опорним поверхням поршня.

Напруга зі сторони башмака

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

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

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 32 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2} = 78,1 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напруга згину

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

де M_u – згинаючий момент;

W_{min} – момент опору в мінімальному перерізі.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ			28

Згинаючий момент визначається по формулі

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

$$M_u = \frac{422 \cdot 0,07}{33,5 \cdot 10^{-3} \cdot 7} = 126,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору

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

де d_n – мінімальний діаметр поршня.

Мінімальний діаметр поршня визначається з залежності

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

Приймаємо

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

Тоді мінімальний діаметр поршня буде

$$d_n = \frac{25 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2 \cdot 0,96}} = 18,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо $d_u = 18$ мм.

По формулі (3.12) визначаємо

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

$$W_{min} = \frac{3,14 \cdot (18 \cdot 10^{-3})^3}{16} \left[1 - \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{18 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right] = 1,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

По формулі (3.10) визначаємо

$$\sigma_u = \frac{126,0}{1,15 \cdot 10^{-6}} = 109,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Напруга стискання поршня

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot F_n}{\pi(d_n^2 - d_{cm}^2)} \quad (3.13)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot 15,7 \cdot 10^3}{3,14[(18 \cdot 10^{-3})^2 - (2 \cdot 10^{-3})^2]} = 62,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Сумарна напруга

$$\sigma_{pm} = \sigma_{cm} + \sigma_u$$

$$\sigma_{pm} = 62,5 + 109,6 = 172,1 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт гнучкості

$$\lambda = \frac{4L_n}{\sqrt{d_{II}^2 - d_{cm}^2}} \quad (3.14)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 0,070}{\sqrt{(18 \cdot 10^{-3})^2 - (2 \cdot 10^{-3})^2}} = 15,6$$

Коефіцієнт форми $\psi_B = 0,96$.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				30

Умова міцності при циклічному характері навантаження

$$\sigma_{pu} = \psi_{\sigma} \frac{\sigma_m}{2K_{uu}} \quad (3.15)$$

де K_{uu} – запас міцності.

$$\psi_{\sigma} \frac{\sigma_m}{2K_{uu}} = \frac{800 \cdot 10^6}{2 \cdot 1,8} \cdot 0,96 = 211 \text{ МПа} > 172,1 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Розрахунок пошня на повздовжню стійкість проводимо по формулі Ейлера

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

де I_{uu} – момент інерції поршня.

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

$$I_{uu} = \frac{3,14 \cdot (18 \cdot 10^{-3})^4}{64} \left(1 - \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{18 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 6,97 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$

$$F_{np} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 6,97 \cdot 10^{-9}}{(70 \cdot 10^{-3})^2} = 32,4 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Коефіцієнт стійкості

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

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

$$K_y = \frac{32,4 \cdot 10^3}{15,7 \cdot 10^3} = 2,1$$

Умова стійкості $K_y > 2$ витримується.

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
				32

4. Загальні вимоги безпеки до виробничого обладнання та технологічних процесів

Основними складовими безпеки праці на виробництві є:

- безпечне виробниче обладнання;
- безпечні технологічні процеси;
- організація безпечного виконання робіт.

ГОСТ 12.2.0031-91. ССБТ. «Оборудование производственное. Общие требования безопасности» – основний нормативний документ з загальних вимог безпеки до виробничого обладнання за виключенням обладнання, яке є джерелом іонізуючих випромінювань.

Вимоги безпеки до виробничого обладнання конкретних груп, видів, моделей розробляються відповідно до вимог ГОСТ 12.2.0031-91 з урахуванням призначення, виконання та умов його експлуатації.

Безпека виробничого обладнання забезпечується:

- вибором принципів дії, джерел енергії, параметрів робочих процесів;
- мінімізацією енергії, що споживається чи накопичується;
- застосуванням вмонтованих в конструкцію засобів захисту та інформації про можливі небезпечні ситуації;
- застосуванням засобів автоматизації, дистанційного керування та контролю;
- дотриманням ергономічних вимог, обмеженням фізичних і нервовопсихологічних навантажень працівників.

Виробниче обладнання при роботі як самостійно, так і в складі технологічних комплексів повинно відповідати вимогам безпеки протягом всього періоду його експлуатації.

Матеріали конструкції виробничого обладнання не повинні бути фактором можливої небезпечної і шкідливої дії на організм працюючих, а виникаючі в про-

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ

цесі роботи обладнання навантаження в окремих його елементах не повинні досягати небезпечних значень. При неможливості реалізації останньої вимоги в конструкції обладнання необхідно передбачати засоби захисту, огороження і т. ін.

Небезпечні зони виробничого обладнання (рухомі вузли, елементи з високою температурою тощо) як потенційні джерела травмонебезпеки повинні бути огорожені відповідно до ГОСТ 12.2.062181, теплоізольовані або розміщені в місцях, що виключають контакт з ними персоналу.

Зажимні, вантажозахоплювальні та вантажопідіймальні пристрої тощо повинні виключати можливість виникнення небезпеки при раптовому відключенні енергії, а також самовільну зміну стану цих пристроїв при відновленні енергоживлення.

Виробниче обладнання повинно бути пожежовибухобезпечним в передбачених умовах його експлуатації та не накопичувати зарядів статичної електрики в небезпечній для працюючих кількості.

Виробниче обладнання, робота якого супроводжується виділенням шкідливих речовин чи мікроорганізмів або пожежо- та вибухонебезпечних речовин, повинно включати вмонтовані пристрої для локалізації цих виділень. За відсутності таких пристроїв, в конструкції обладнання мають бути передбачені місця для підключення автономних пристроїв локалізації виділень. За необхідності згадані пристрої мають бути виконані з урахуванням чинних вимог щодо стану повітря робочої зони та захисту довкілля.

Якщо виробниче обладнання є джерелом шуму, ультра та інфразвуку, вібрації, виробничих випромінювань (електромагнітних, лазерних тощо), то воно повинно бути виконано таким чином, щоб дія на працюючих перерахованих шкідливих виробничих факторів не перевищувала меж, встановлених відповідними чинними нормативами.

Виробниче обладнання повинно бути забезпечене місцевим освітленням, виконаним відповідно до вимог чинних нормативів з урахуванням конкретних ви-

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	34

робничих умов, якщо його відсутність може спричинювати перенапруження органів зору або інші небезпеки, пов'язані з експлуатацією цього обладнання.

Однією із складових безпеки виробничого обладнання є конструкція робочого місця, його розміри, взаємне розміщення органів управління, засобів відображення інформації, допоміжного обладнання тощо. Розробляючи конструкції робочого місця слід дотримуватися вимог ГОСТ 12.2.0321-78, ГОСТ12.2.0331-84, ГОСТ12.2.0491-80, ГОСТ12.2.0611-81 та інших чинних нормативів. При цьому розміри робочого місця і його елементів мають забезпечувати виконання операцій в зручних робочих позах і не ускладнювати рухи працюючих. Перевагу слід віддавати виконанню робочих операцій в сидячому положенні, або чередуванні положень сидячи і стоячи – якщо виконання робіт не вимагає постійного переміщення працівника. Конструкція крісла і підставки для ніг повинна відповідати ергономічним вимогам.

Система управління виробничим обладнанням має забезпечувати надійне і безпечне його функціонування на всіх режимах роботи і при можливих зовнішніх впливах, передбачених ТЗ. На робочих місцях повинні бути написи, схеми та інші засоби інформації щодо послідовності керуючих дій. Конструкція і розміщення засобів попередження про небезпечні ситуації повинні забезпечувати безпомилкове, достовірне і швидке сприйняття інформації.

Центральний пульт управління технологічним комплексом обладнується сигналізацією, мнемосхемою або іншими засобами відображення інформації про порушення нормального режиму функціонування кожної одиниці виробничого обладнання, засобами аварійної зупинки всього комплексу або окремих його одиниць – якщо це не призведе до подальшого розвитку аварійної ситуації. Пуск виробничого обладнання в роботу, а також повторний пуск після його зупинки, незалежно від її причини, має бути можливим тільки шляхом маніпулювання органами управління пуском. Органи аварійної зупинки після спрацювання повинні залишатися в положенні зупинки до їх повернення у вихідне положення обслуговуючим персоналом. Повернення органів аварійної зупинки у вихідне положення

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	35

Основними вимогами безпеки до технологічних процесів є: усунення безпосереднього контакту працюючих з вихідними матеріалами, заготовками, напівфабрикатами, готовою продукцією та відходами виробництва, що є вірогідними чинниками небезпек; заміна технологічних процесів та операцій, що пов'язані з виникненням небезпечних та шкідливих виробничих факторів, процесами і операціями, за яких зазначені фактори відсутні або характеризуються меншою інтенсивністю; комплексна механізація та автоматизація виробництва, застосування дистанційного керування технологічними процесами і операціями за наявності небезпечних та шкідливих виробничих факторів; герметизація обладнання; застосування засобів колективного захисту працюючих; раціональна організація праці та відпочинку з метою профілактики монотонності й гіподинамії, а також обмеження важкості праці; своєчасне отримання інформації про виникнення небезпечних та шкідливих виробничих факторів на окремих технологічних операціях (системи отримання інформації про виникнення небезпечних та шкідливих виробничих факторів необхідно виконувати за принципом пристроїв автоматичної дії з виводом на системи попереджувальної сигналізації); впровадження систем контролю та керування технологічним процесом, що забезпечують захист працюючих та аварійне відключення виробничого обладнання; своєчасне видалення і знешкодження відходів виробництва, що є джерелами небезпечних та шкідливих виробничих факторів, забезпечення пожежної й вибухової безпеки.

При визначенні необхідних засобів захисту потрібно керуватися вказівками відповідних розділів стандартів ССБТ за видами виробничих процесів та групами виробничого обладнання, що використовуються у цих процесах. Перелік діючих стандартів стосовно процесів дається у покажчиках Держстандарту, що видаються кожен рік.

Вимоги безпеки при проведенні технологічного процесу повинні бути передбачені у технологічній документації. Контроль повноти викладення цих вимог повинен здійснюватися відповідно до Вказівок РД 5011341-78. Загальні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки виробничих процесів визначені ГОСТ 12.1.0041-

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	37

91, а вибухової безпеки - ГОСТ 12.1.010–76.

Виробничі будівлі та споруди, залежно від вибраного архітектурно-будівельного та об'ємно-планувального вирішення, можуть впливати на формування умов праці: освітлення, шуму, мікроклімату, загазованості та запиленості повітряного середовища, виробничих випромінювань. Крім того, неправильне кольорове або архітектурне вирішення інтер'єру призводить до несприятливого психологічного впливу на працюючих.

У виробничому приміщенні умови праці залежать від таких факторів, як розташування технологічного обладнання, організація робочого місця, сировина та заготовки, готова продукція. У кожному конкретному випадку вимоги безпеки до виробничих приміщень та площадок формуються, виходячи з вимог діючих будівельних норм та правил.

Рівні небезпечних та шкідливих виробничих факторів на робочих місцях повинні відповідати вимогам стандартів безпеки за видами небезпечних та шкідливих факторів. Робочі місця повинні мати рівні та показники освітленості, встановлені діючими будівельними нормами та правилами СНіП П14 - 79/85.

Розташування виробничого обладнання, вихідних матеріалів, заготовок, напівфабрикатів, готової продукції та відходів виробництва у виробничих приміщеннях і на робочих місцях не повинно являти собою небезпеку для персоналу. Відстані між одиницями обладнання, а також між обладнанням та стінами виробничих приміщень, будівель і споруд повинна відповідати вимогам діючих норм технологічного проектування, будівельним нормам та правилам.

Зберігання вихідних матеріалів, заготовок, напівфабрикатів, готової продукції та відходів виробництва потребує розробки і реалізації системи заходів, що виключають виникнення небезпечних та шкідливих виробничих факторів; використання безпечних пристроїв для зберігання; механізацію та автоматизацію вантажо-розвантажувальних робіт тощо.

При транспортуванні вихідних матеріалів, заготовок, напівфабрикатів, гото-

Инвар. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				38

Основними напрямками забезпечення безпеки праці має бути комплексна механізація й автоматизація виробництва, це є передумовою для корінного покращання умов праці, зростання продуктивності праці та якості продукції, сприяє ліквідації відмінності між розумовою й фізичною працею. Але при автоматизації необхідно враховувати психічні та фізіологічні фактори, тобто узгоджувати функції автоматичних пристроїв з діяльністю людини і оператора. Зокрема, необхідно враховувати антропометричні дані останнього та його можливості до сприйняття інформації.

У автоматизованому виробництві необхідне також суворе виконання вимог безпеки під час ремонту й налагодження автоматичних машин та їх систем.

Одним з перспективних напрямів комплексної автоматизації виробничих процесів є використання промислових роботів. При цьому між людиною та машиною (технологічним обладнанням) з'являється проміжна ланка – промисловий робот, і система набуває такої структури: людина – промисловий робот – машина. У цьому випадку людина виводиться із сфери постійного (протягом зміни) безпосереднього контакту з виробничим обладнанням.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
				40

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

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	42
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		