

Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

(повна назва факультету)

кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

## ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему Дослідження впливу параметрів системи пневмокервання на роботу кривошипного пресу

Виконав: магістрант групи 8.1332

Васильченко Д.В.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і повна назва)

спеціалізація

(шифр і повна назва)

освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і повна назва)

Керівник Шевченко І.А.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя  
2023 рік

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр

(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціалізація \_\_\_\_\_

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри А.О.Власов

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

Завдання

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Васильченко Дмитра Валерійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Дослідження впливу параметрів системи пневмокервання на роботу кривошипного пресу  
керівник магістерської роботи к.т.н., доц. Васильченко Т.О.,  
затвердені наказом вищого навчального закладу від “09” жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 16 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи ковальсько-пресового цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд та аналіз методів підвищення надійності електропривода та системи пневматичного керування кривошипних пресів ; 2. Розрахунок основних параметрів преса; 3. Експериментальні дослідження роботи електропривода та системи пневматичного керування; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Прес кривошипний гарячештампувальний – 2А1; 2. Муфта– 1А1; 3. Деталювання– 2А1; 4. Конструкції гвинтових пар – 1А2 5. Дослідження частина – 1А1;

## 6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Шевченко І.А., к.т.н., доц.		
2	Шевченко І.А., к.т.н., доц.		
3	Шевченко І.А., к.т.н., доц.		
4	Шевченко І.А., к.т.н., доц.		

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.2023 – 27.05.2023	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.2023 – 15.09.2023	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.2023 – 16.10.2023	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.2023 – 17.11.2023	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.2023 – 30.11.2023	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.2023 – 03.12.2023	
7	Попередній захист проекту	04.12.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент \_\_\_\_\_  
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи \_\_\_\_\_  
 (підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Васильченко Д.В. Дослідження впливу параметрів системи пневмокервання на роботу кривошипного пресу.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник І.А.Шевченко. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні. Кафедра металургійного обладнання, 2023..

В роботі проведена кількісна оцінка витрати електроенергії у приводі, виміряні та зіставлені величини тиску повітря в ресивері, муфті та гальмі. Проведено оцінку працездатності преса та можливості експлуатації преса в автоматичному режимі залежно від кількості використання ходів.

Ключові слова: гаряча штамповка, прес, електродвигун, система пневмокервання, ресивер, муфта. гальмо, робота включення, датчики.

## ABSTRACT

Vasylychenko D.V. Study of the influence of parameters of the pneumatic control system on the operation of the crank press.

Qualifying final work for master's degree in specialty 133 - Sectoral engineering, scientific supervisor I.A Shevchenko. Zaporozhye National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2023

In this work, a quantitative assessment of the power consumption in the drive was carried out, the values of air pressure in the receiver, clutch and brake were measured and compared. The workability of the press and the possibility of operating the press in automatic mode are assessed, depending on the number of strokes.

Keywords: HOT FORMING, PRESS, ELECTRIC MOTOR, PNEUMATIC CONTROL SYSTEM, RECEIVER, COUPLING. BRAKE, OPERATION, SENSORS.

## ЗМІСТ

Вступ	8
1. Огляд та аналіз методів підвищення надійності електропривода та системи пневматичного керування кривошипних пресів	10
1.1 Технологічне призначення та конструктивні особливості пресового обладнання	10
1.2 Аналіз структури обладнання та його технічних характеристик	11
1.3 Основні напрями підвищення надійності електропривода кривошипних пресів	16
1.4 Обґрунтування обраного напрямку роботи	17
2. Розрахунок основних параметрів преса	19
2.1 Синтез головного виконавчого механізму	19
2.2 Кінематичний аналіз кривошипно-шатунного механізму	19
2.3 Розбиття загального передавального відношення по передачах	22
2.4 Статика головного виконавчого механізму	23
2.5 Розрахунок допустимих зусиль на повзуні	26
2.5.1 Зусилля, що допускається міцністю головного валу	26
2.5.2 Мінімальний крутний момент	28
2.6 Енергетика преса	35
2.6.1 Витрати енергії в приводі кривошипного преса	35
2.6.2 Визначення потужності двигуна і моменту інерції маховика	43
2.7 Розрахунок фрикційної муфти (перевірочний)	47
2.7.1 Тиск на тертьових поверхнях	48
2.7.2 Розрахунки тиску стисненого повітря	50
2.7.3 Перевірка пружин муфти	52
2.7.4 Перевірка кріпильних болтів	53

2.7.5	Визначення коефіцієнта запасу зчеплення	54
2.8	Перевірочний розрахунок гальма	55
2.8.1	Тиск на тертьових поверхнях	55
2.8.2	Умова забезпечення заданого кута гальмування	56
2.8.3	Перевірка пружин гальма на довговічність	58
2.8.4	Перевірка тиску за умовою розгальмовування	59
2.8.5	Перевірка муфт і гальм на працездатність	60
3.	Експериментальні дослідження роботи електропривода та системи пневматичного керування	62
3.1	Методика досліджень	62
3.2.	Виріювання потужності змінного струму в ланцюзі електродвигуна	64
3.3	Вимірювання кутової швидкості обертання маховика	64
3.4	Вимірювання тиску повітря в системі пневматичного керування	66
3.5	Результати експериментальних досліджень роботи електродвигуна та системи управління пресом	68
3.6	Аналіз працездатності преса	72
4	Охорона праці в галузі та техногенна безпека	76
4.1	Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних виробничих факторів	76
4.2	Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних виробничих факторів	78
4.3	Виробнича санітарія	79
4.4	Заходи з пожежної безпеки	82
	Загальні висновки та рекомендації	85
	Список використаних джерел	86
	Список виконаних креслень	89
	Додатки	90

## ВСТУП

**Актуальність теми.** У зв'язку з широким використанням кривошипних гарячештампувальних пресів у ковальських цехах, особливої важливості набувають питання надійності та економічності роботи їх приводу. У практиці експлуатації пресів спостерігається випадок стопоріння їх без помітного навантаження зусилля на повзуні. Після тривалої роботи він починає виходити з ладу електродвигун, рветься гальмівна стрічка. Крім того, давно намічені тенденції до механізації та автоматизації ковальсько-штампувального виробництва вимагають забезпечення високої продуктивності, що веде до необхідності підвищення швидкості деформації, зменшення часу неодружених ходів, і, як наслідок високої надійності роботи обладнання.

У зв'язку з вищевикладеним, дослідження роботи електроприводу преса та пневматичної системи управління, вивчення видів та причин відмов приводу, способів підвищення енергонадійності приводу набувають актуального значення.

**Метою роботи** є проведення досліджень електроприводу та системи пневматичного керування пресом, вивчення особливостей роботи з метою підвищення енергонадійності преса.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі:

- провести оцінку витрат енергії на включення та зупинку кривошипного пресу;
- дослідити зміну кутової швидкості обертання маховика;
- проаналізувати роботу системи пневматичного керування пресом.

**Об'єкт дослідження** – електропривод та система пневматичного керування кривошипного гарячештампувального преса зусиллям 40МН.

**Предмет дослідження** - параметри електроприводу та системи пневматичного керування.



**Методи дослідження.** Для проведення теоретичних досліджень використані інженерно-аналітичні методи сумісно з апаратом прикладної математики. Для експериментальних досліджень використані методи механічної тензометрії і електротензометрії та методи фізичного моделювання.

**Відомості про апробацію результатів роботи.** Основні положення роботи доповідалися на Всеукраїнській науково-практичній конференції за участю молодих науковців «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально- економічного розвитку регіонів України» (Запоріжжя, ЗНУ, 2023).

**Структура та обсяг магістерської роботи.** Робота складається з вступу, чотирьох основних розділів, загальних висновків, переліку використаних джерел та виконаних креслень та додатків. Загальний обсяг роботи 90 сторінок, 20 рисунків, 10 таблиць, список використаних джерел з 24 позицій та додатків.

# 1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ТА СИСТЕМИ ПНЕВМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

## 1.1 Технологічне призначення та конструктивні особливості пресового обладнання

Пресове обладнання поділяється на дві групи: гідравлічні преса та кривошипні. Кривошипні преси є менш громісткими та більш дешевими у порівнянні з гідравлічними, продуктивність кривошипних пресів теж більше.. Окрім того, кривошипні преси дозволяють отримувати більш точні вироби з невеликими припусками на подальшу обробку, що обумовлює їх широке використання в ковальсько-штампувальному виробництві.

Основними операціями, які виконуються на кривошипних пресах є гаряче та холодне штампування ( витяжка, гнуття, згинання, прошивка, вирубка, пробивка тощо).

Конструктивно кривошипні преси поділяють на преси простої та подвійної дії. Група кривошипних пресів простої дії включає найбільшу кількість типів машин по технологічним призначенню. Розрізняючись між собою конструкціями головних вузлів і деталей, а також архітектурним оформленням, преси простої дії мають елементарну схему з одним головним виконавчим механізмом тієї або іншої модифікації. Їх конструкції можуть бути одностійковими відкритого типу й двохстійковими відкритого і закритого типу [1]..

В промисловості переважає штампування дрібних та середніх деталей, в результаті чого 80-85% парка кривошипних пресів складають кривошипні преси простої дії зі станинами відкритого типу.

Кривошипний гарячештампувальний прес призначений для виконання різних технологічних процесів гарячого штампування зі сортового металу,

відкритого чи закритого штампування, гарячого пресування в умовах крупносерійного та масового виробництва.

До переваг цих пресів відносять швидкохідність, високу жорсткість конструкції, відносно невеликі розміри штампового простору. Велике число ходів преса обумовлене необхідністю зменшення тривалості контакту штампа з заготівкою при обробці гарячого металу.

Головні особливості кривошипного гарячештампувального пресу полягають у наступному:

- жорстка конструкція головних вузлів та преса в цілому, що обумовлене необхідністю різко зменшити величину пружної деформації деталей пресу з метою підвищення точності штампування;
- посилені спрямовуючі повзуна, що пояснюється необхідністю зменшення величин перекосів повзуна при позацентровому навантаженні;
- збільшене число ходів повзуна, що обумовлене необхідністю зменшення тривалості контакту штампа з заготовкою при гарячій обробці металу.

## 1.2 Аналіз структури обладнання та його технічних характеристик

У кривошипному пресі застосована сварнометалева станина. Обидві частини станини стягнуті чотирма болтами. У станині передбачені нижні верхні направляючі повзуна. Регулювання направляючих здійснюється болтами і клинами.

Привід преса двоступінчатий зклинопасовою і з передачами, причому на проміжному валу консольно встановлюється маховик. Для підвищення

надійності приводу колеса і маховик фіксують на валу клиновими шпонками, конічними кільцями або пресою посадкою з великим натягом.

Загальний вид типового гарячекривошипного пресу представлено на рис. 1.1

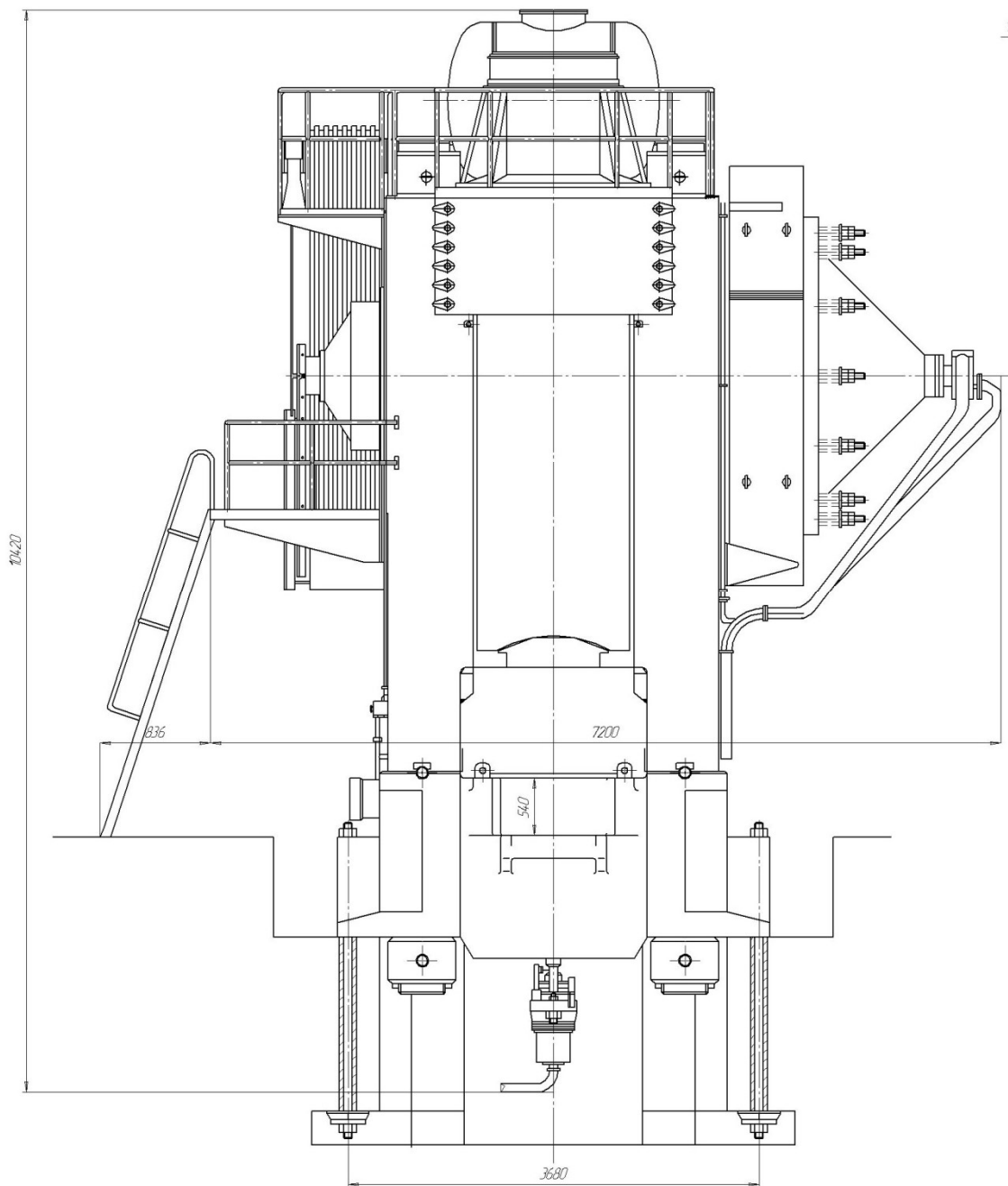


Рисунок 1.1 - Загальний вид пресу

Муфта і гальмо встановлюються на ексцентриковому валу, що до зростаннягабаритів муфти і гальма. Але це сприяє зменшенню зносу обкладань муфти, знижує можливістьзаклинювання преса.

Шатун виконують коротким і жорстким. Повзун має хоботоподібнийприлив з додатковими направляючими. Верхні додаткові направляючі сприяють зменшенню перекосів і сил, що сприймають направляюч при ексцентричному навантаженні.

Верхній виштовхувач в повзунові приводиться від шатуна при зворотному ході повзуна. У столі преса розміщений нижній виштовхувач.

Величину штампової висоти регулюють за допомогою клинового столу. Також при використанні столу-клину здійснюють розвантаження преса за допомогою ударів болванкою по спеціальному виступу післяохолодження в штампі.

Кінематична схема пресу представлена на рисунку 1.2.

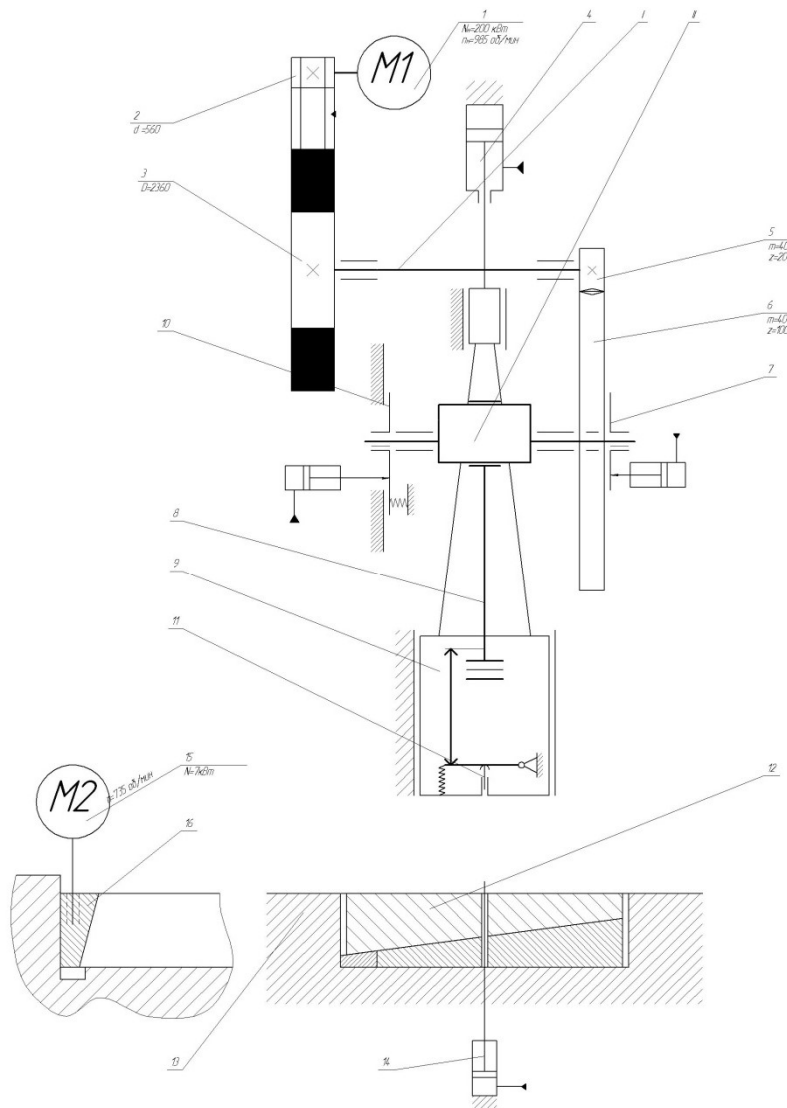


Рисунок 1.2 – Кінематична схема пресу КГШП зусиллям 40МН

Від електродвигуна 1 через клинопасову передачу 2 обертання передається маховику 3, який є веденим шківом клинопасової передачі і встановлений на приводному валу I консольно. З приводного валу через зубчасту шестерню 5 і зубчате колесо 6 обертання передається на ексцентриковий вал II, на кінцях якого розташовані фрикційна пневматична муфта 7 і дискове гальмо 10. Після включення муфти 7 через колесо 6 рух передається шатуна 8 і повзунові 9. Верхній виштовхувач 11 в повзунові 9 приводиться від шатуна 8 при зворотному ході повзуна. У столі преса розміщений нижній виштовхувач 14. Величину штампової висоти регулюють за допомогою клинового столу 12, розміщеного в станині преса 13.

Технічна характеристика пресу представлена в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 - Технічна характеристика кривошипного гарячештампувального пресу

<b>Параметр</b>	<b>Значення</b>
1. Номімальне зусилля, МН	40
2. Хід повзуна, мм	400
3. Число ходів повзуна, хід/хв	50
4. Закрита висота підштампового простору, мм	1000
5. Регулювання стола за висотою, мм	15
6. Регулювання між стойками, мм	1700
7. Верхній виштовхувач: величина хода, мм зусилля, кН	75 200
8. Нижній виштовхувач: величина хода, мм зусилля, кН	200 2000
9. Розміри столу, мм, не менш: зліва направо, зпереду назад,	1680 1620
10. Розміри повзуна, мм : зліва направо, зпереду назад,	1420 1420
11. Розміри бічних вікон, мм висота, ширина,	900 1000
12. Потужність привода, кВт	200

### 1.3 Основні напрями підвищення надійності електропривода кривошипних пресів

За останні роки в літературі з'явилася значна кількість робіт, присвячених аналізу надійної роботи різних вузлів та механізмів ковальсько-пресових машин [1-4]. Створено нову методику розрахунку електроприводу пресового обладнання [1,5].

Результати, наведені в роботі [2], свідчать про те, що давно вже назріла необхідність звернути увагу на роботу електроприводів ковальсько-пресових машин, що знаходяться в експлуатації, зокрема кривошипних гарячештампувальних пресів.

В роботі Дьоміна Є.А. [6] використані теоретичні методи дослідження маховикового електроприводу кривошипного гарячештампувального преса. Запропоновано маховиковий електропривод із двоступінчастою "екскаваторною" механічною характеристикою, яку формує замкнута двоканальна система імпульсного керування в ланцюзі випрямленого струму ротора. Показано, що запропонований електропривод при його недовантаженні збільшує корисну потужність двигуна в середньому у 2,1 рази та скорочує час холостого ходу в середньому у 5,3 рази. Продуктивність преса підвищується в середньому в 2,24 рази, а при номінальному завантаженні скорочує час холостого ходу двигуна в 1,85 рази (продуктивність преса підвищується в 1,04 рази).

Богданов Е.Ф. [2] досліджував привід кривошипного преса. Мета його роботи - розробка методики та програми розрахунку на ЕОМ оптимальних параметрів приводу. Розроблено програму розрахунку на ЕОМ оптимальних параметрів головного електроприводу кривошипних пресів із регулюванням частоти обертання двигуна. Ефективність полягає в економії електроенергії, а сфера застосування - проектування кривошипних пресів з регульованим числом ходів.



Об'єктом розробки в роботі [7] є асинхронний електропривід правильної установки та головний привод преса. Мета даної роботи - розробка електроприводу змінного струму для підвищення продуктивності ковальсько-пресового обладнання правильної установки та головного приводу преса. Автором розроблені регульований привід правильної установки преса, випрямляч і автономний інвертор струму для головного приводу преса, а також принципова схема головного приводу преса. Ефективність розробок досягається за рахунок зменшення простоїв обладнання, покращення енергетичних та експлуатаційних показників приводу.

Дослідженню пневматичної системи управління пресом присвячено роботу Іванова Ю.А.[9] Мета його досліджень – створення комплексного методу зниження шуму пневморозподільника системи управління кривошипним пресом та реалізація його у вигляді розробленої гама конструкцій глушників шуму, що функціонують тривалий час і з початковою ефективністю.

У патенті [10] запропоновано нове рішення системи пневмоуправління, що дозволяють розширити діапазон створюваних зусиль на кривошипному гарячештампувальному пресі в залежності від тиску стисненого повітря, що подається в порожнину циліндра муфти кривошипного гарячештампувального преса.

Незважаючи на велику кількість робіт, присвячених дослідженню роботи електроприводу та системи пневматичного керування кривошипним пресом, ці питання залишаються не менш актуальними.

#### 1.4 Обґрунтування обраного напрямку роботи

У зв'язку з широким використанням кривошипних гарячештампувальних пресів у ковальських цехах, особливої важливості набувають питання надійності та економічності роботи їх приводу. У

практиці експлуатації пресів спостерігається випадок стопоріння їх без помітного навантаження зусилля на повзуні. Після тривалої роботи він починає виходити з ладу електродвигун, рветься гальмівна стрічка. Крім того, давно намічені тенденції до механізації та автоматизації ковальсько-штампувального виробництва вимагають забезпечення високої продуктивності, що веде до необхідності підвищення швидкості деформації, зменшення часу неодружених ходів, і, як наслідок високої надійності роботи обладнання.

У зв'язку з вищевикладеним, дослідження роботи електроприводу преса та пневматичної системи управління, вивчення видів та причин відмов приводу, способів підвищення енергонадійності приводу набувають актуального значення.

Метою роботи є проведення досліджень електроприводу та системи пневматичного керування пресом, вивчення особливостей роботи з метою підвищення енергонадійності преса.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі:

- провести оцінку витрат енергії на включення та зупинку кривошипного пресу;
- дослідити зміну кутової швидкості обертання маховика;
- проаналізувати роботу системи пневматичного керування пресом.

## 2 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРЕСА

### 2.1 Синтез головного виконавчого механізму

Синтез кривошипно-шатунового механізму визначення необхідних геометричних параметрів механізму, які задовольняють технологічним вимогам, що пред'являються до пресу.

Вихідним параметром для синтезу механізму є максимальна величина ходу повзуна  $S=400$  мм, яка задається стандартом.

Для аксіального механізму радіус кривошипа дорівнює половині ходу повзуна:

$$R = \frac{S}{2} = \frac{400}{2} = 200 \text{ мм} \quad (2.1)$$

Довжина шатуна:

$$L_{ш} = \frac{R}{\lambda} = \frac{200}{0.165} = 1210 \text{ мм.} \quad (2.2)$$

### 2.2 Кінематичний аналіз кривошипно-шатунного механізму

Основне завданнями кінематичного аналізу виконавчого механізму це:

- визначення положення ланок і визначення траєкторії окремих точок ланок;

- визначення швидкостей і прискорень повзуна аксіального механізму визначається по формулах :

$$S = R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (2.3)$$

$$V = \omega R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{4} \sin 2\alpha \right), \quad (2.4)$$

$$J = \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (2.5)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість головного валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_H}{30} \quad (2.6)$$

де  $n_H$  - номінальне число ходів повзуна в хвилину.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 50}{30} = 5.23 \text{ c}^{-1} \quad (2.7)$$

При енергетичних і міцностних розрахунках виникає : по відомому положенню повзуна потрібно визначити положення валу, визначуване кутом повороту :

$$\cos \alpha = \frac{2(R-S)(R+L)+S^2}{2(R+L-S)} \quad (2.8)$$

Для аксіального механізму можна використовувати спрощену формулу:

$$\alpha \approx \sqrt{\frac{2 \cdot S}{R \cdot (1 + \lambda)}} \quad (2.9)$$

Розрахунок кінематичних параметрів ГВМа проводять в діапазоні зміни кута  $\alpha$  повороту головного валу від  $0^0$  до  $90^0$  з кроком  $5^0$  і та за значеннями  $S, V, J$  побудуємо відповідні графіки  $S = f(\alpha), V = f(\alpha)$ , що наведені на рис.2.1-2.3 відповідно.

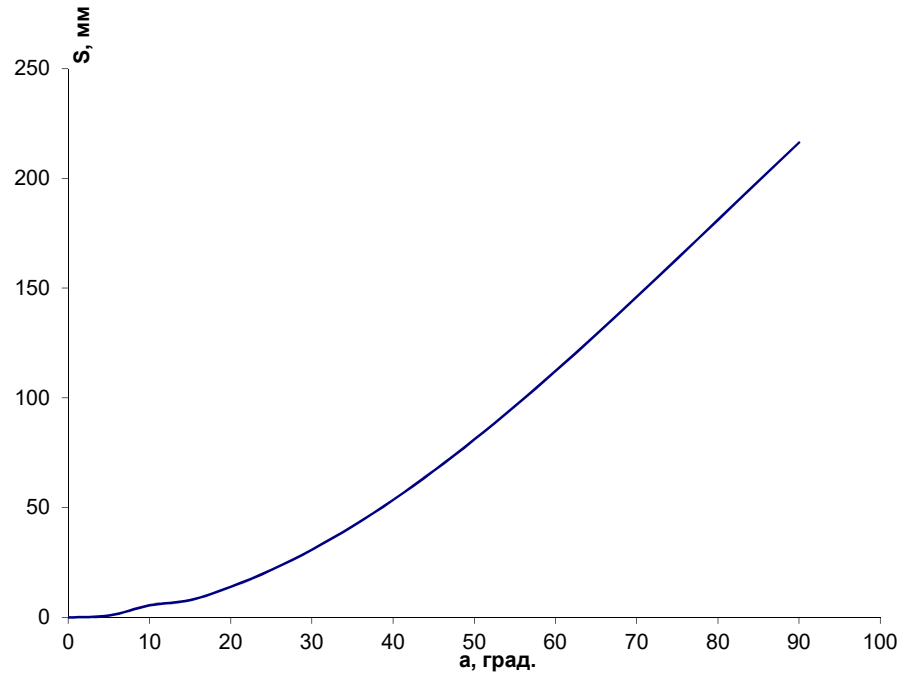


Рисунок 2.1 – Залежність переміщення від кута повороту головного валу

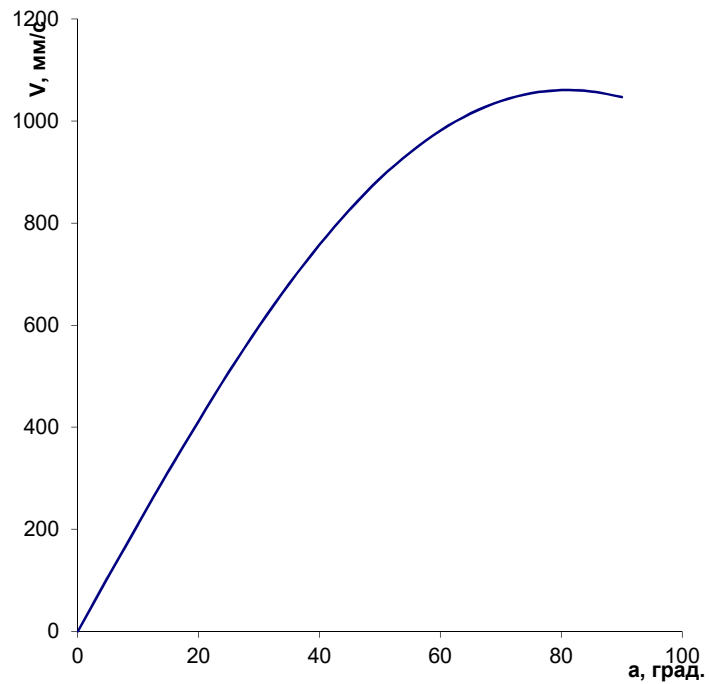


Рисунок 2.2 – Залежність швидкості повзуна від кута повороту ГОЛОВНОГО ВАЛА

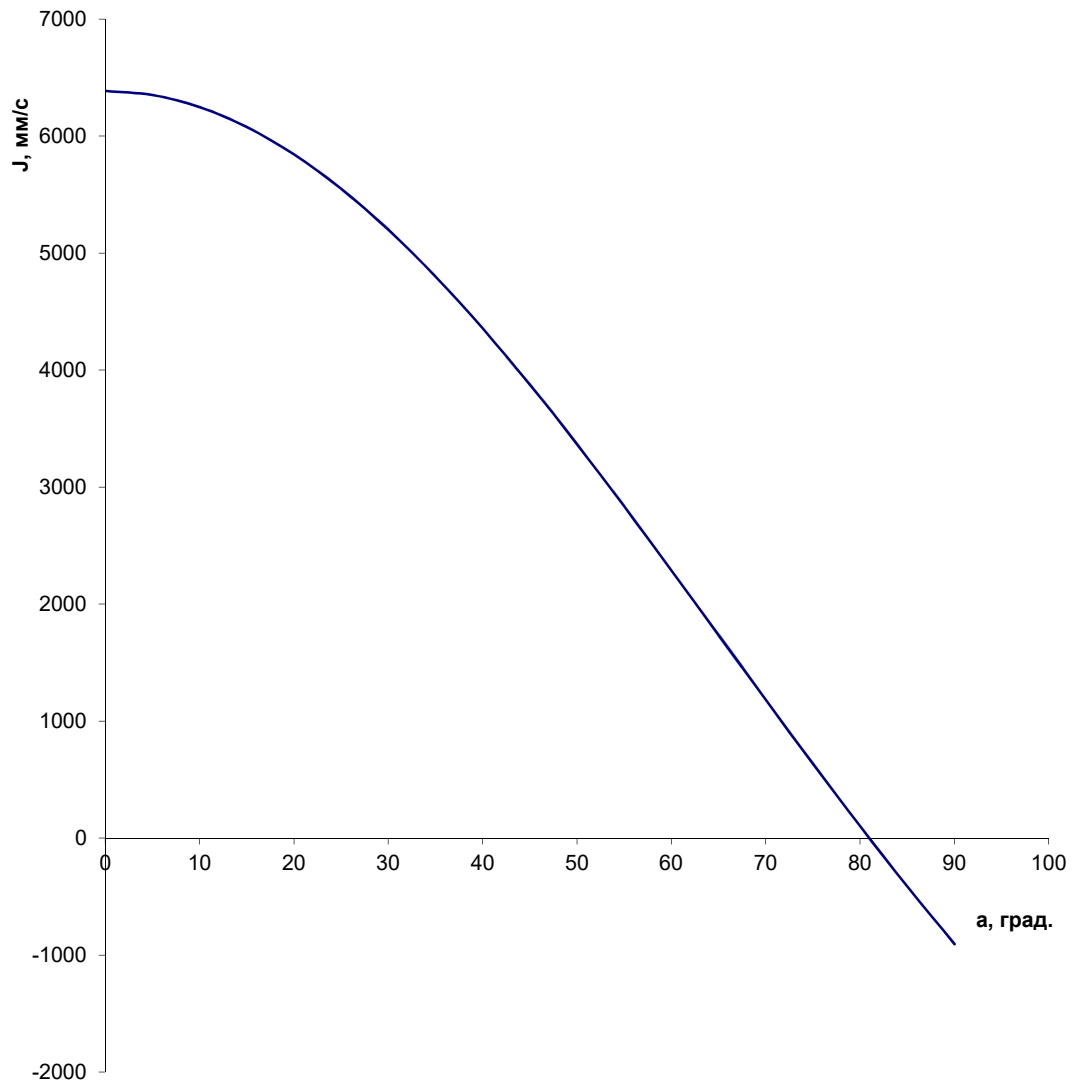


Рисунок 2.3 – Залежність прискорення від кута повороту головного вала

### 2.3 Розбиття загального передавального відношення по передачах

Розбиття загального передавального відношення по передачах визначення необхідності проміжних передач між двигуном і головним валом.

Загальне передавальне відношення приводу  $i_0$  визначається по формулі:

$$i_0 = \frac{n_D}{n_H} = i_p \cdot i_{31} \cdot i_{32} \cdot i_{33} \quad (2.10)$$

де  $i_0$  - передавальне відношення клинопасової передачі;

$i_H$  - передавальне відношення передач.

$$i_0 = \frac{980}{50} = 19.6$$

Заздалегідь приймаємо передавальне відношення зубчатої передачі  $i_3 = 5$  і передавальне відношення клинопасової передачі  $i_p = 3.8$

Передавальне відношення клинопасової передачі рекомендується приймати рівним 3-6. Число передач, як правило, не перевищує два.

Після визначення структури приводу уточнюємо передавальні відношення клинопасової і передач так, щоб їх добуток дорівнював загальному передавальному відношенню:

$$i_0 = 19.6,$$

$$i_p = \frac{i_0}{i_3} = \frac{19.5}{5} = 3.92.$$

## 2.4 Статика головного виконавчого механізму

Статичний розрахунок полягає у визначенні залежності приведенного плеча  $m_k$  від кута повороту кривошипного валу  $\alpha$  :

$$m_k = m_k^u + m_r^H \quad (2.11)$$

де  $m_k^u$  - ідеальне приведенне плече:

$$m_k^u = R \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin \alpha \right) \quad (2.12)$$

де  $m_k^u$  - приріст приведенного плеча, обумовлений тертям в кінематичних парах:

$$m_k^u = \mu \cdot [(1 + \lambda) \cdot r_a + \lambda \cdot r_B + r_0], \quad (2.13)$$

$\mu$  - коефіцієнт тертя в шарнирі / коефіцієнт трення в шарнире,  $\mu = 0,05$  [1];

$r_a, r_B, r_0$  - відповідно радіуси кореневих опор, великої та малої голівок шатуна.

Діаметр  $d_0$  кореневих опор вала находимо в залежності від номінального зусилля:

$$\begin{aligned} d_0 &= 103 \sqrt{P_N \div 1} \\ d_0 &= 103 \sqrt{40 \div 1} = 659.3 \end{aligned} \quad (2.14)$$

Конструктивно та за особливостями аналогічного пресу приймаємо:

$$d_0 = 610 \text{ мм}$$

Тоді розміри вала приймаємо:

$$d_B = 1.2 \cdot d_0 = 1.2 \cdot 610 = 732 \approx 730 \text{ мм},$$

$$d_a = 1.75 \cdot d_0 = 1.75 \cdot 610 = 1067.5 \approx 1070 \text{ мм},$$

$$l_0 = 1.84 \cdot d_0 = 1.84 \cdot 610 = 1122.4 \approx 1120 \text{ мм},$$

$$l_a = 0.92 \cdot d_0 = 0.92 \cdot 610 = 561.2 \approx 560 \text{ мм},$$

$$r_0 = 0.11 \cdot d_0 = 0.11 \cdot 610 = 67.1 \approx 70 \text{ мм}.$$



Плече тертя:

$$m_K^{\mu} = 0.05[(1 \div 0.165) \cdot 535 \div 0.165 \cdot 365 \div 305] = 49.42 \text{ мм}$$

Розрахунок  $m_K$  приведений в таблиці 2.1 та представлений на рис. 2.4

Таблиця 2.1 - Залежність приведенного плеча від кута повороту головного валу

$\alpha$ , град.	$m_K$ , М
0	0,048
5	0,069
10	0,089
15	0,108
20	0,127
25	0,146
30	0,163
35	0,179
40	0,193
41,5	0,201

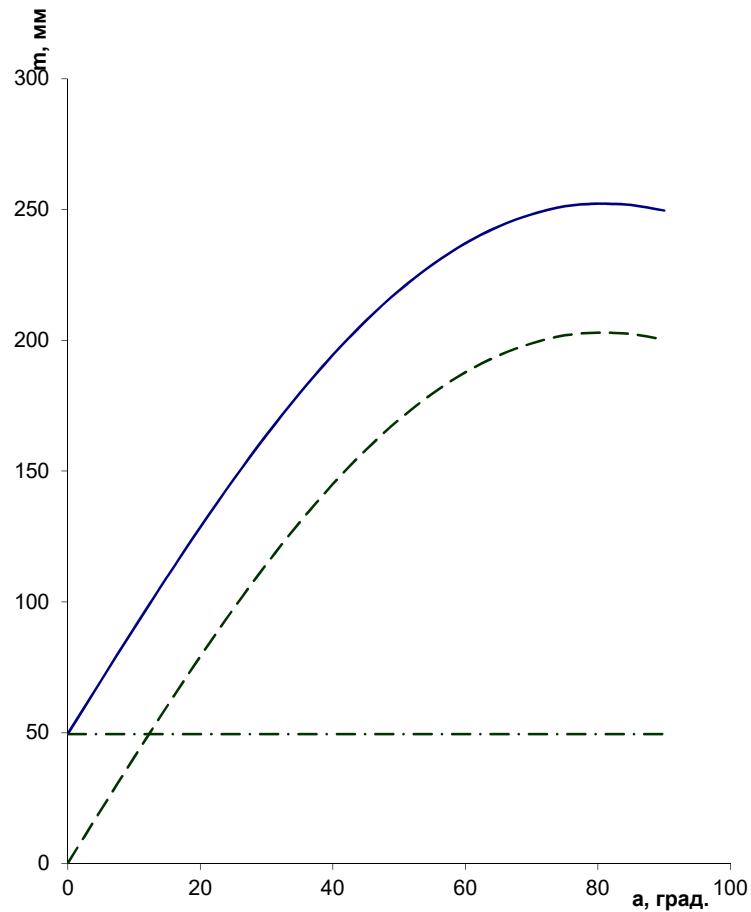


Рисунок 2.4 - Залежність приведенного плеча від кута повороту головного валу

## 2.5 Розрахунок допустимих зусиль на повзуні

### 2.5.1 Зусилля, що допускається міцністю головного валу

Зусилля, що допускається, на повзуні визначається по формулі, яка виходить із загальної формули для розрахунку валу на пружність:

$$P_g = \frac{0.1 \cdot d_0^3 \cdot \sigma_{-1U}}{n \cdot K_{\text{э}} \sqrt{U_U^2 \Phi_{\sigma} + \Phi_{\tau} (0.5 \cdot U_K + 0.17 \cdot d_0 \cdot U_q)^2}} \quad (2.15)$$

де  $d_0$  - діаметр корінних опор валу;

$\sigma_{-1U}$  - межа витривалості матеріалу при симетричному знакозмінному циклі вигину

$n$  - загальний запас міцності головного валу,  $n = 1.5$ ;

$K_s$  - коефіцієнт еквівалентності навантаження,  $K_s = 0,72$ ;

$U_U, U_K, U_q$  - коефіцієнти, що є приведеним плечем згинального моменту, приведеним плечем крутного моменту і коефіцієнтом поперечних сил;

$\Phi_\sigma, \Phi_\tau$  - коефіцієнти, залежні від властивості матеріалу,  $\Phi_\sigma = 2.35$

$\Phi_\tau = 3.9$ .

Для даної схеми валу, зусилля на повзунові, що допускається міцністю головного валу :

$$P_g = \frac{0.2 \cdot d_1^2 \cdot \sigma_{-1U}}{n \cdot K_s \cdot \sqrt{\Phi_\sigma \cdot 4 \cdot C^2 \cdot l_1^2 + \Phi_\tau \cdot m_K^2}}, \quad (2.16)$$

$$C = \frac{\sigma_M}{P_H}$$

$$C = 0.0035 \quad (2.17)$$

$$G_M = 0.0035 \cdot 40 = 140 \text{ кН}$$

Механічні властивості сталі наступні :

Для сталі 40ХН:

НВ або НРС – 24-280 мм

$$\sigma_B = 850 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T = 600 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1} = 400 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 250 \text{ МПа}$$

$$\psi_\sigma = 0,2$$

$$\psi_\tau = 0,15$$

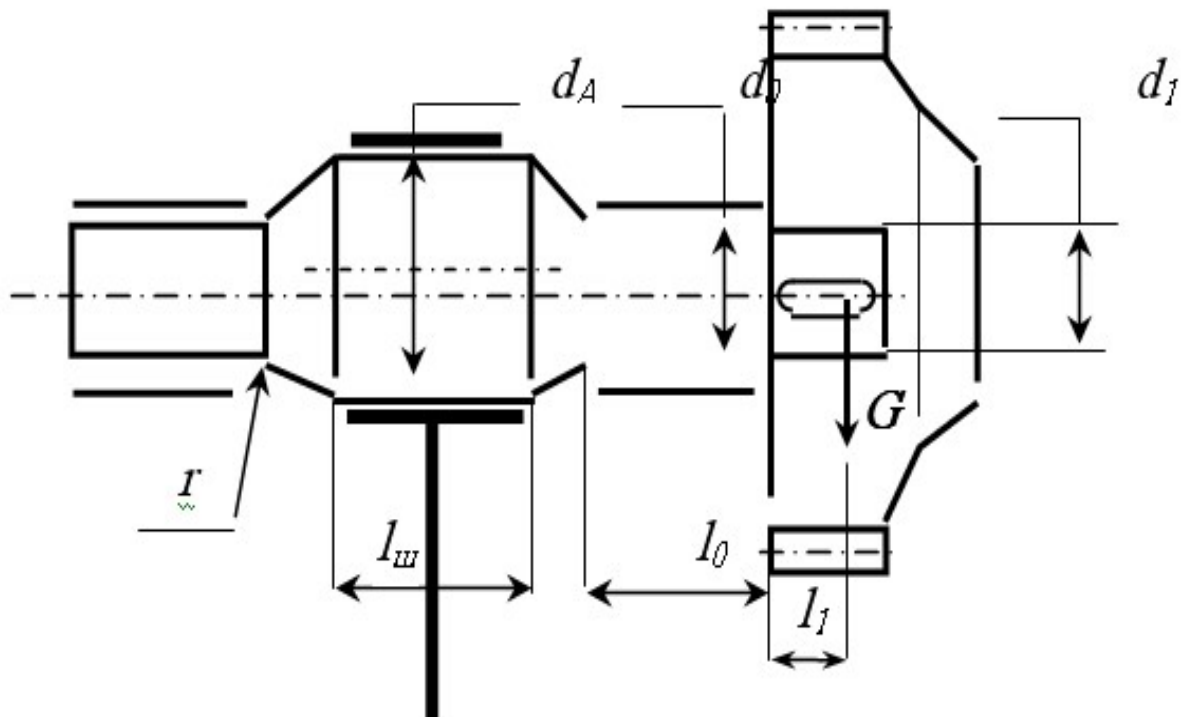


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема головного валу

Тоді, для номінального кута  $\alpha_H = 5^\circ$

$$P_g = \frac{0.2 \cdot 0.45^3 \cdot 400}{1.5 \cdot 0.72 \cdot \sqrt{2.35 \cdot 4 \cdot 0.0035^2 \cdot 0.37^2 + 3.9 \cdot 0.065^2}} = 52.8 \text{ МН}$$

### 2.5.2 Мінімальний крутний момент

Для всіх зубчатих коліс приводу визначаємо мінімальні крутні моменти, що допускаються за умовами їх міцності. Момент  $M_{\min}$  дорівнює найменшому крутному моменту зубчатого колеса приводу, що допускається міцністю, приведену до головного валу.

Мінімальний крутний момент визначається в результаті трьох перевірок.

Перевірка по допустимій пластичній деформації зубів

Мінімальний крутний момент визначається по формулі :

$$M_{nn} = \left( \frac{[\sigma_K]_{\max}}{C \cdot C_1 \cdot \cos \beta} \right)^2 \cdot \frac{Z_K^2 \cdot m_n^2 \cdot b_K}{K_n \cdot (i \pm 1)} \quad (2.18)$$

де  $[\sigma_K]_{\max}$  - нормальна допустима контактна напруга з урахуванням деякої пластичної деформації,  $[\sigma_K]_{\max} = 1340$  МПа – для колеса із сталі 45Л;

$C = 214$  - коефіцієнт, що враховує модуль пружності матеріалу зубчатого колеса і шестерні.

$C_1$  - коефіцієнт, що враховує кут зачеплення  $C_1 = 0.96$

$\beta$  - кут нахилу зуба колеса  $\beta = 30^\circ$  - шевронні колеса..

$Z_K$  - число зубів колеса;  $Z_K = 100$

$m_n$  - нормальний модуль зачеплення

$b_K$  - ширина колеса :  $b_K = \psi \cdot m_n$

$K_n$  - коефіцієнт навантаження при розрахунку по пластичних деформаціях поверхонь зубів, що допускаються:  $K_n = k_{1n} \cdot k_2 \cdot k_4$

$k_{1n}$  - коефіцієнт перевантаження. Оскільки кривошипні преси забезпечуються запобіжними пристроями, розрахованими на 30% перевантаження, то значення  $k_{1n} = 1.3$

$k_2$  - коефіцієнт концентрації навантаження, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині колеса, виникаючу внаслідок пружної деформації опор валів, а також неточностей виготовлення,  $k_2 = 1$ ;

$k_4$  - коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні із-за неточностей виготовлення

Окружна швидкість  $v$  зачеплення визначається по формулі:

$$V = \frac{\pi \cdot n_k \cdot m_k \cdot Z_k}{60} \quad (2.19)$$

де  $n_k$  - число оборотів валу колеса;

$i$  - передавальне відношення зубчатої передачі ( для зовнішнього зачеплення приймається  $i + 5 = 5 + 1 = 6$

Попереднє значення модуля зачеплення  $m_n$  визначається залежно від діаметру корінних опор валу  $d_0$  і вибирається з переважного ряду: для односторонньої зубчатої передачі ( матеріал колеса - сталь, шестерні – сталь):

$$\begin{aligned} m_k &= (0.064 - 0.09) \cdot d_0 \\ m_k &= 0.064 \cdot 0.610 \approx 40 \end{aligned} \quad (2.20)$$

Тоді, колова швидкість зачеплення колеса:

$$V_k = \frac{3.14 \cdot 50 \cdot 0.04 \cdot 100}{60} = 10.46 \frac{m}{c}$$

Отже, коефіцієнт динамічного навантаження  $k_4 = 1.2$

$$\begin{aligned} b_k &= \psi \cdot m_n \\ b_k &= 12 \cdot 40 = 480 \text{ мм} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Коефіцієнт навантаження  $K_n$  :

$$K_n = 1.3 \cdot 1 \cdot 1.2 = 1.5$$

Мінімальний крутний момент колеса:

$$M_{n_k} = \left( \frac{1340}{214 \cdot 0.96 \cdot 0.866} \right)^2 \cdot \frac{100^2 \cdot 0.04^2 \cdot 0.48}{1.56 \cdot 6} = 56.71 \cdot 0.82 = 46.5 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Аналогічно для шестерні

$$V_{III} = \frac{3.14 \cdot 250 \cdot 0.04 \cdot 20}{60} = 10.46 \frac{м}{с}$$

Коефіцієнт динамічного навантаження  $k_n = 1$ . Коефіцієнт навантаження:

$$k_n = 1.3 \cdot 1 \cdot 1 = 1.3$$

$$[\sigma_K]_{\max} = 2000 \text{ МПа} - \text{для шестерні зі сталі 40Х}$$

Мінімальний крутний момент шестерні:

$$M_n^{III} = \left( \frac{2000}{214 \cdot 0.96 \cdot 0.866} \right)^2 \cdot \frac{20^2 \cdot 0.04^2 \cdot 0.0505}{1.3 \cdot 1.2} = 126.35 \cdot 0.041 = 26.177 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Перевірка по втомній міцності зубів колеса на вигин

Мінімальний крутний момент визначається по формулі:

$$M_U = \frac{y_K \cdot m_H^2 \cdot Z_K \cdot b_K \cdot [\sigma_{-1U}] \cdot K_E}{0.34 \cdot K_U \cdot (1 + \varphi) \cdot \Phi_\sigma \cdot [n_U] \cdot \cos \varphi} \quad (2.22)$$

де  $y_K$  - коефіцієнт форми зуба, залежний від числа зубів, кута їх нахилу, коефіцієнта зсуву і типу передачі,  $y_K = 0,102$ ;

$[\sigma_{-1U}]$  - межа втоми матеріалу колеса при вигині і симетричному циклі;

$[\sigma_{-1U}]_K = 250 \text{ МПа}$  - для колеса зі сталі 45Л

$[\sigma_{-1U}]_{III} = 360 \text{ МПа}$  - для шестерні зі сталі 40Х

$K_E$  - коефіцієнт, що враховує ступінь перекриття, приймається для шевронних коліс рівним 1,3;

$$K_U - \text{коефіцієнт навантаження при вигині} \cdot K_{3H} = \delta_U \cdot \sqrt[3]{n_N \cdot p_U \cdot K_{BEP} \cdot i_i} \quad (2.22)$$

де  $\delta_U$  - коефіцієнт інтенсивності вантаження при розрахунку на втомну міцність;

$$\delta_U = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T_\Sigma}{10^7} \cdot \Phi} = 0,472, \quad (2.23)$$

$i_i$  - передавальне відношення від головного валу до шестерні;

$n_H$  - номінальне число ходів преса;

$p_U$  - коефіцієнт використання числа ходів;

$K_{BEP}$  - коефіцієнт вірогідності навантаження :  $K_{BEP} = 1$

Показник  $m_1$  залежить від властивостей матеріалу. Так, при твердості поверхонь зубів  $HV < 350$  показник  $m_K = 6$

Тоді, коефіцієнт навантаження при вигині

$$K_U = 1 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1,2 = 0,72$$

$\varphi$  - коефіцієнт, що враховує вантаження передачі моментом, зворотним по знаку робочого моменту, передаваному муфтою.  $\varphi = 0$

$\Phi_\sigma$  - коефіцієнт враховує властивості матеріалу:

$$\Phi_\sigma = \Phi_{\sigma_0} + \psi_\sigma \quad (2.24)$$

$\Phi_{\sigma_0}$  - коефіцієнт, що враховує концентрацію напруги і масштабний чинник,  $\Phi_{\sigma_0}^K = 2,3$   $\Phi_{\sigma_0}^{III} = 2,35$



$\psi_\sigma$  - коефіцієнт, залежний від співвідношення меж витривалості при симетричному і нульовому циклах зміни напруження, приймаємо  $\psi_\sigma^K = 0.1$

$$\psi_\sigma^{\text{III}} = 0,2$$

$[n_U]$  - коефіцієнт запасу міцності, при нереверсивному навантаженні  $[n_U] = 2.2$

Тоді, мінімальний крутний момент:

$$M_U^K = \frac{0.102 \cdot 0.04^2 \cdot 100 \cdot 0.48 \cdot 250 \cdot 1.3}{0.34 \cdot 0.72 \cdot (1+0)(2.3+0.1) \cdot 2.2 \cdot 0.866} = 2.27 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

$$M_U^{\text{III}} = \frac{0.102 \cdot 0.04^2 \cdot 20 \cdot 0.5 \cdot 360 \cdot 1.3}{0.34 \cdot 0.72(1+0)(2.35+0.2) \cdot 2.2 \cdot 0.866} = 0,642 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Оскільки момент  $M_{\min}$  дорівнює найменшому крутному моменту, що допускається міцністю будь-якого зубчатого колеса приводу, приведений до головного валу, то

$$M_n^K = 46.5 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

$$M_U^K = 2.27 \text{ МН} \cdot \text{м} = M_{\min},$$

$$M_H^{\text{III}} = 5,18 \cdot t_3, \quad (2.25)$$

$$M_H^{\text{III}} = 5,18 \cdot 5 = 25,9 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

$$M_U^{\text{III}} = 0,642 t_3. \quad (2.26)$$

$$M_U^{\text{III}} = 3,21 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Допустимі зусилля на повзуні по міцності зубчатої передачі визначається за формулою :

$$P_{\theta}^{зп} = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{M_{\min}}{m_K} \quad (2.27)$$

де  $K_1$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження,  $K_1 = 1$  ;

$K_2$  - коефіцієнт типу приводу  $K_2 = 1$ .

$M_{\min}$  - найменший крутний момент, що допускається міцністю зубчастого колеса щодо осі головного валу;

$m_K$  - приведенне плече крутного моменту.

Результати розрахунків зведено до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 -Зусилля на повзуні, що допускається міцністю зубчатої передачі.

$\alpha$ , град	$m_K$ , М	$P_{\theta}^{зп}$ , МН
1	2	3
0	0,048	47,29
5	0,068	33,38
10	0,089	25,5
15	0,108	21,02
20	0,127	17,87
25	0,145	15,65
30	0,163	13,93
35	0,179	12,68
40	0,193	11,76
45	0,206	11,01
50	0,218	10,41
55	0,228	9,96

60	0,236	9,61
65	0,242	9,38
70	0,247	9,19
75	0,249	9,11
80	0,251	9,04
85	0,250	9,08
90	0,248	9,15

## 2.6 Енергетика преса

### 2.6.1 Витрати енергії в приводі кривошипного преса

Баланс енергії в приводі кривошипного преса за один технологічний цикл складається з роботи  $A_B$ , що витрачається на тертя між дисками муфти при її включенні і на розгін нерухомих ведених частин приводу і ГВМа, роботи  $A_X$  на холосте переміщення механізмів преса і роботи  $A_P$  на здійснення робочого ходу:

$$A_{\text{ц}} = A_B + A_X + A_P \quad (2.28)$$

Витрата енергії на включення фрикційної муфти складає:

$$A_B = J_{\text{ВД}} \cdot \omega_{\text{н}}^2 \quad (2.29)$$

де  $J_{\text{ВД}}$  - момент інерції ведених частин приводу щодо вала муфти;

$\omega_{\text{н}}$  - номінальна кутова швидкість валу муфти.

Витрата енергії в приводі кривошипного преса на холості переміщення механізмів обумовлені втратами потужності на:

- подолання шкідливих опорів тертя в опорах і направляючих ГВМа  $A_{x.ч.}$  і маховика  $A_{x.м.}$  викликаних силами інерції і силами тяжіння;
- на подолання шкідливих опорів в зачепленні і опорах зубчатих передач  $A_{x.з.}$ ;
- у клинопасовій передачі на розгін маховика до номінальної швидкості обертання і прослизання ременів  $A_{x.кл.}$ ;
- на переміщення допоміжних механізмів преса  $A_{x.в.}$ .

$$A_x = A_{x.ч.} + A_{x.м.} + A_{x.кл.} + A_{x.в.} \quad (2.30)$$

Для практичних розрахунків витрати енергії  $A_B$  і  $A_X$  знаходять по наближеній формулі як частку від роботи пластичної деформації, що витрачається в процесі формозмінення:

$$A_B = K_B \cdot A_g, \quad (2.31)$$

$$A_X = K_X \cdot A_g. \quad (2.32)$$

де  $K_B$   $K_X$  - коефіцієнти, залежні від типу преса  $K_B = 0,35$ ,  $K_X = 0,45$ ;

$A_g$  - робота пластичної деформації, визначена по формулі:

$$A_g = K_p \cdot P_H \cdot S_H \quad (2.33)$$

$K_p$  - коефіцієнт, залежний від типу преса, приймається  $K_p = 0.035$ .

Енергія в період робочого ходу витрачається на пластичну деформацію металу  $A_g$  на тертя в з'єднаннях ГВМа  $A_{TP}$  і на пружну деформацію системи прес-штамп  $A_y$

$$A_p = A_g + A_{TP} + A_y \quad (2.34)$$

Виходячи із статичних даних і прийнятої методики по завантаженню кривошипних пресів встановлені типові графіки зусиль деформації для найбільш характерних операцій, що виконуються на даному типі преса.

Вибір типу графіка при розрахунку преса визначається переважною технологічною операцією, характерною для даного преса.

Преси для багатоперехідного однопозиційного штампування на КГШП розраховують по найбільш навантаженому переходу, яким для гарячого об'ємного штампування є штампування в остаточному переході.

Графіки викреслюються в абсолютних координатах – по осі абсцис відкладаємо базу деформації  $h_{\max}$  а по осі ординат – поточні значення зусилля. Базою деформації  $h_{\max}$  прийнято рахувати повне переміщення повзуна для здійснення технологічної операції, яка відповідає фактичному переміщенню повзуна при абсолютно жорсткому пресі і штампі.

Пружна податливість системи прес-штамп змінює форму графіка зусиль деформації. Змінений графік зусиль деформації, що враховує пружну деформацію системи, називають графіком навантаження.

Жорсткість преса  $C \left( \frac{MH}{мм} \right)$  приймаємо на підставі практичних даних для даного типу преса або визначуваний по емпіричній залежності

$$C = K \sqrt{P_H} \quad (2.35)$$

де  $K$  - коефіцієнт пропорційності, що приймається залежно від типу преса  $K = 1.7$  .

Тоді

$$C = 1.7 \sqrt{40} = 10751.74 \text{ кН} / \text{мм}$$

У реальних пресах з рідиною, заданою графіком  $P_g = (\Delta l)$  переміщення повзуна під час робочого ходу  $S_p$  (активний хід повзуна) визначається як сума абсолютної деформації металу  $\Delta h$  і пружній деформації  $\Delta l$  відповідному активному навантаженню у цей момент.

$$S_p = \Delta h + \Delta l \quad (2.35)$$

Протехарактер перетворення графіка зусиль деформації специфічний для типу технологічного процесу: при операціях гарячого об'ємного штампування, штампування закінчується при крайньому нижньому положенні (КНП) повзуна з різким падінням зусилля від максимального значення до нуля.

Графік перетвориться із значною зміною бази деформації

$$S_p = \Delta h_{\max} + \Delta l_{\max} \quad (2.36)$$

У КНП повзуна продовжує діяти максимальне зусилля деформації і для подальшого повороту кривошипного валу необхідно прикласти крутний момент до тих пір, поки плече сили  $P_{AB}$  не стане рівним нулю. Після КНП зусилля по шатуну змінюється по графіку пружних деформацій. При цьому база розвантаження  $\Delta l_p$  відповідає куту повороту кривошипа  $\alpha_M$  в межах зони мертвого тертя  $\Delta l_p = S(\alpha_M)$ . Якщо хід повзуна в межах цієї зони  $S_M > \Delta l_p$  то розвантажувальна гілка графіка триває до падіння зусилля до нуля.

Вихід механізму із зони мертвого тертя визначається кутом мертвого тертя  $\alpha_M$  який для аксіального механізму знаходиться з рівняння:

$$\alpha_M < \frac{m_K^M}{R(1 + \lambda)} = 0.212 \text{ рад.} \quad (2.37)$$

$$\alpha_M < 12,08^\circ$$

Після побудови графіка навантаження в координатах  $P_g = f(S)$  його перетворимо в графік  $P_g = f(\alpha)$ , де  $\alpha$  - кут повороту валу. При перетворення графіка використовуємо раннє отриманий графік переміщення повзуна  $S = f(\alpha)$ .

Планіметрірую діаграму  $M_K = f(\alpha)$  на ділянці робочого ходу  $\alpha_P = \alpha_{HP} - \alpha_{KP}$  знаходимо величину витрати енергії на здійснення робочого ходу:

$$A_P = \int_{\alpha_{HP}}^{\alpha_{KP}} M_K(\alpha) d\alpha \approx F_M \cdot \mu_M \cdot \mu_\alpha \quad (2.38)$$

де  $F_M$  - площа, обмежена кривою крутного моменту і осями координат  $mm^2$ ;

$\mu_\alpha$  - масштаб кутів повороту головного валу  $рад/мм$ ;

$\mu_M$  - масштаб крутного моменту  $H \cdot м/мм$ .

Тоді

$$A_g = 0.035 \cdot 40 \cdot 0.4 \cdot 560 \text{ кДж},$$

$$A_x = 0.45 \cdot 560 = 256 \text{ кДж},$$

$$A_b = 0.35 \cdot 560 = 196 \text{ кДж},$$

$$A_p = 4453 \cdot 0,0087 \cdot 0,025 = 968 \text{ кДж},$$

$$A_{\Sigma} = A_x + A_p + A_b$$

$$A_{\Sigma} = 256 + 192 + 968 = 1420 \text{ кДж}.$$

Графіки, побудовані для визначення витрати роботи робочого ходу, представлені на рис.2.6 – 2.11

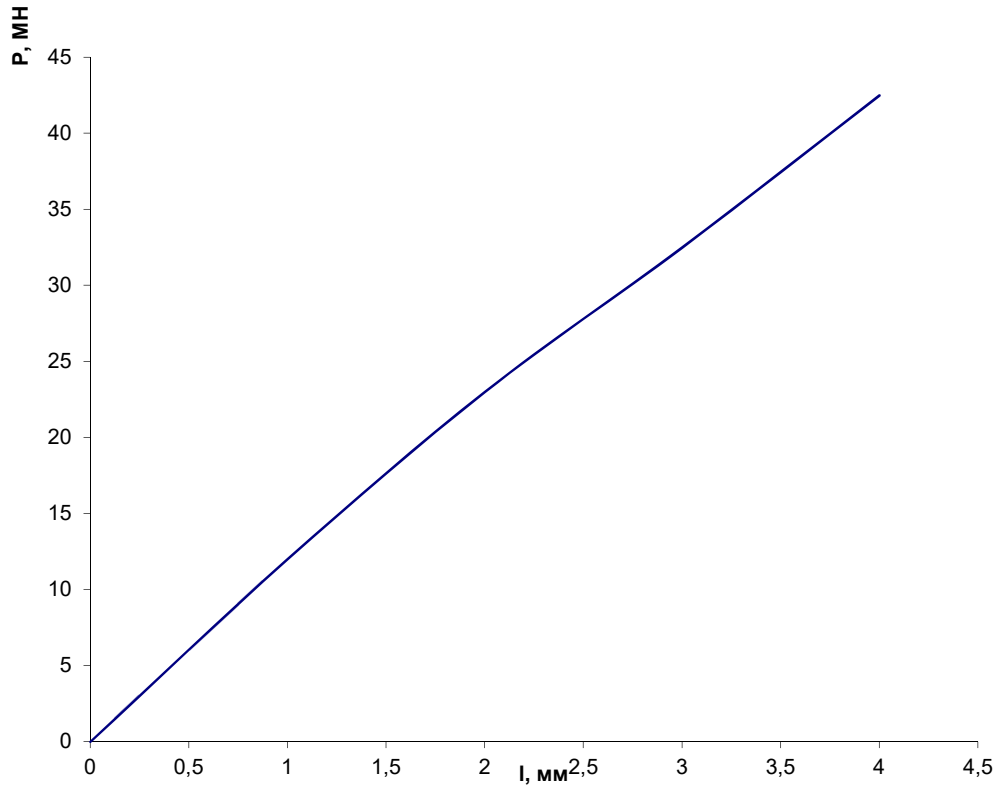


Рисунок 2.6 – Графік упругого деформування

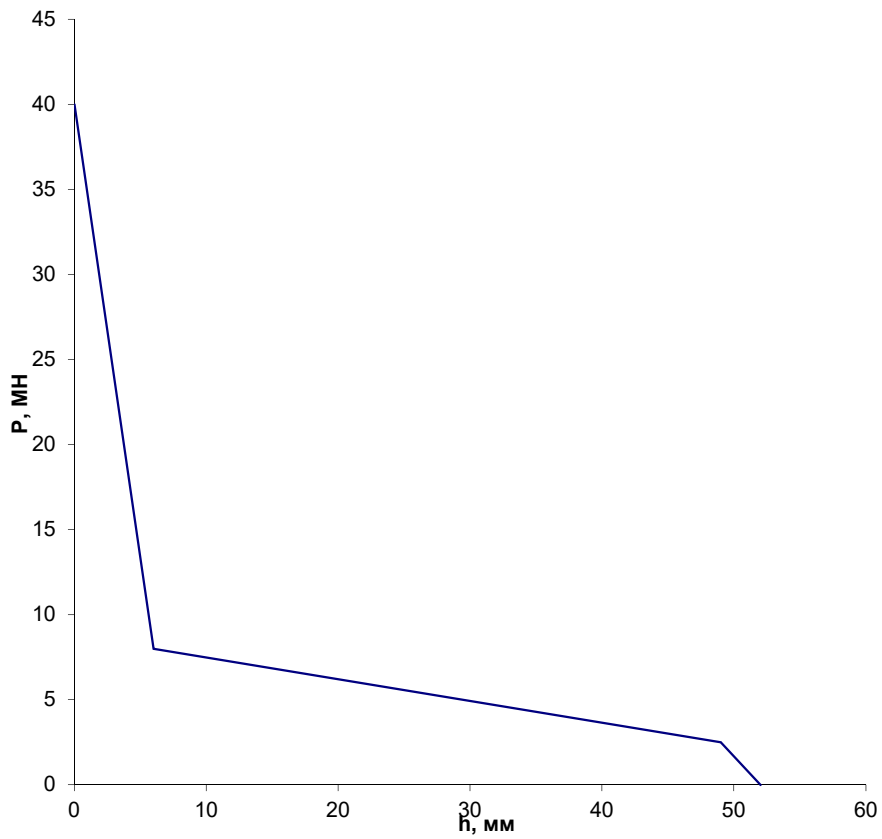


Рисунок 2.7 – Графік зусилля деформування



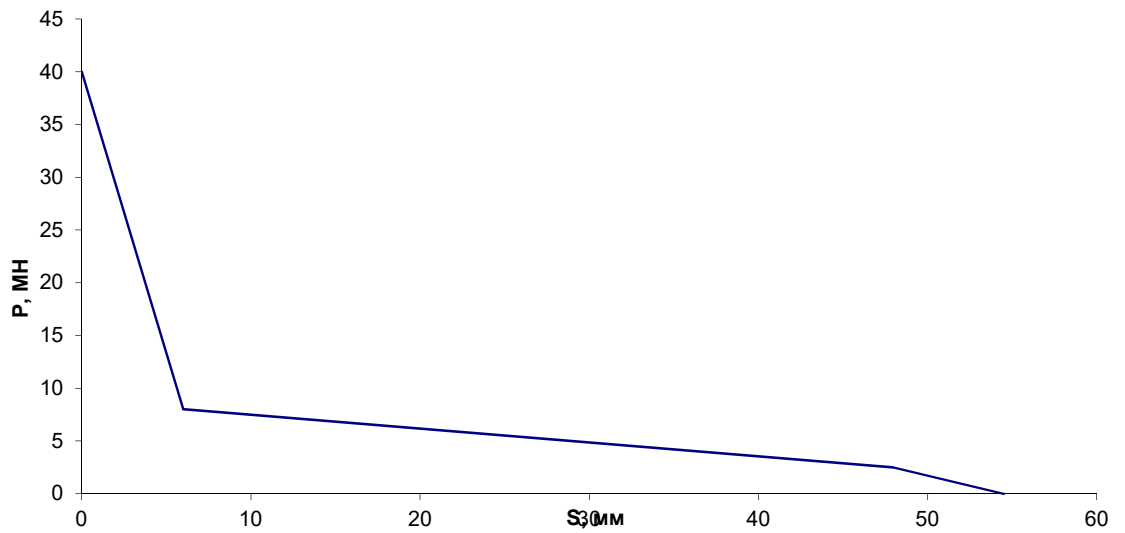


Рисунок 2.8 - Графік зусиль деформування при горячій штамповці

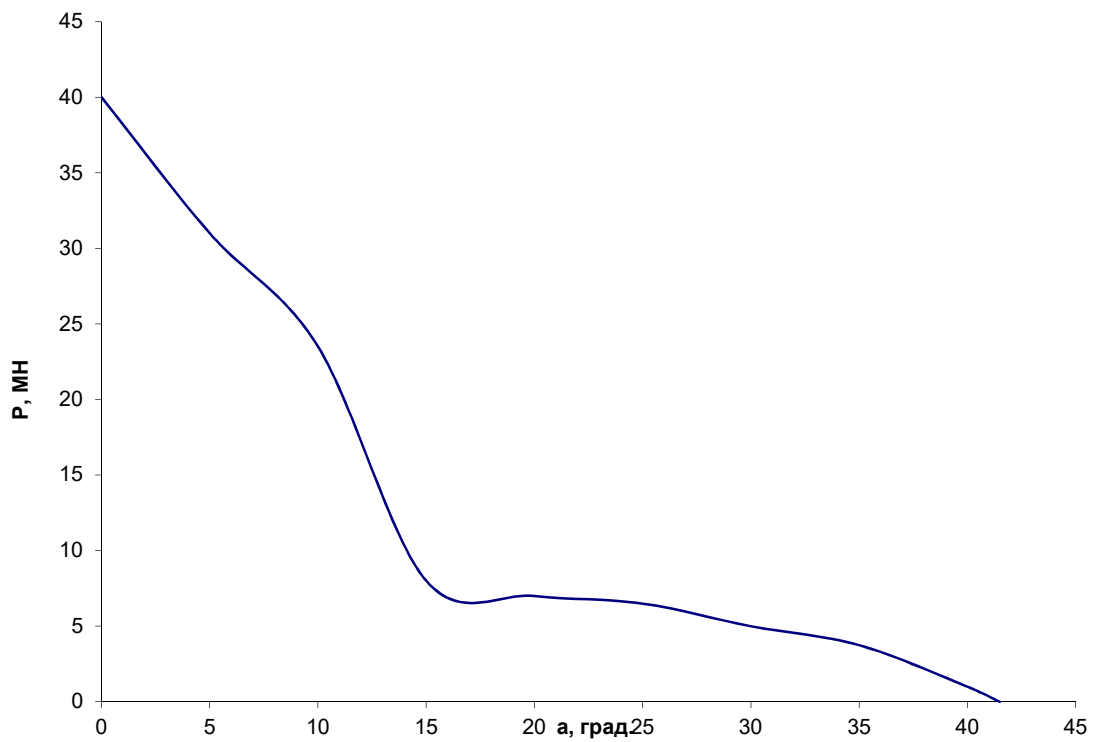


Рисунок 2.9 – Залежність зусиль деформування від кута повороту  
ГОЛОВНОГО ВАЛА

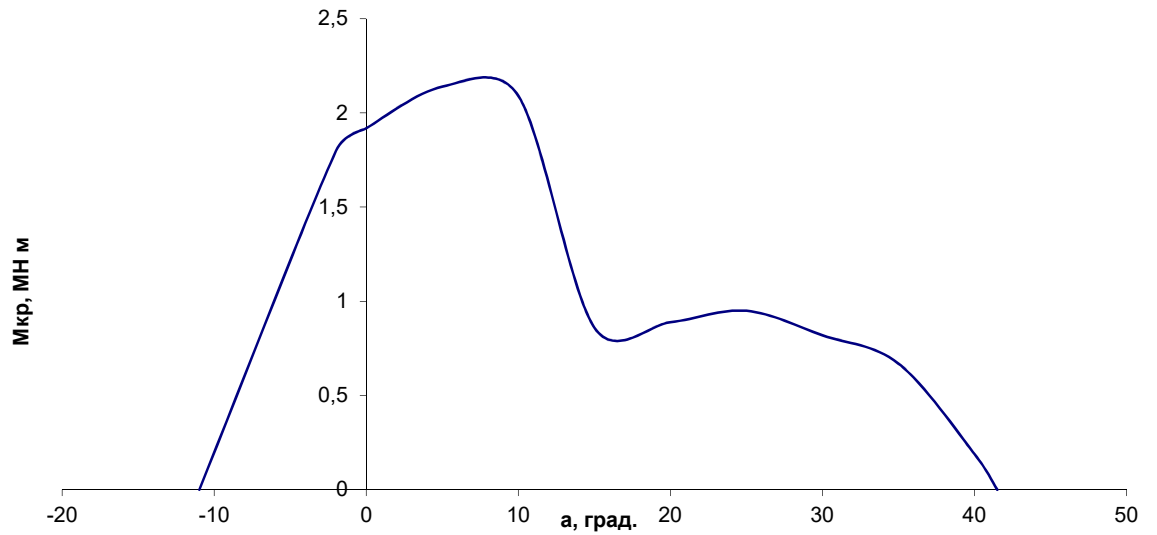


Рисунок 2.10 – Діаграма крутних моментів

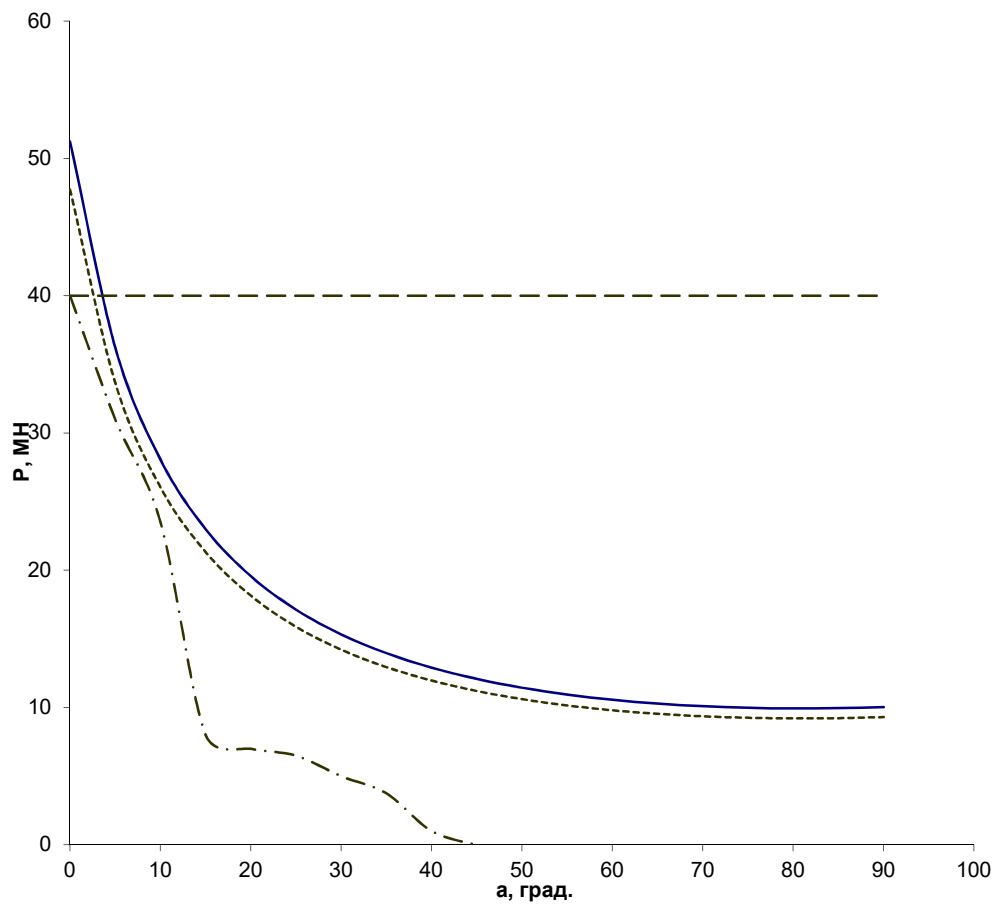


Рисунок 2.11 – Графік залежності допустимих зусиль за міцністю головного вала та зубчастої передачі від кута повороту головного вала

## 2.6.2 Визначення потужності двигуна і моменту інерції маховика

Потужність короткозамкненого двигуна визначається за формулою:

$$N_H = \frac{K \left( \frac{A_P}{\eta_0} + \frac{A_B}{\eta_M} \right) + A_X}{t_{Ц}} \quad (2.39)$$

де  $K$  - коефіцієнт запасу;

$\eta_0$  - загальний ККД привода;

$\eta_M$  - ККД передачі від муфти до двигуна.

Час технологічного циклу можна визначити по заданому коефіцієнту використання ходів  $P_U$ , який являє собою відношення часу одного подвійного ходу  $t_{gx}$  до часу циклу  $t_{Ц}$ :

$$t_{Ц} = \frac{t_{gx}}{P_U} = \frac{60}{n_H \cdot p_U} \quad (2.40)$$

Коефіцієнт  $p_U$  дорівнює 0,1.

Коефіцієнт запасу  $K$  функціонально залежить від номінального ковзання  $S_H$  встановленого двигуна. Значення коефіцієнта  $K$  вибираємо по таблиці 5,2 [1]:  $S_H = 0.12 - 0.08$ ,  $K = 1.15$ ,  $\varepsilon = 0.8$ .

Значення ККД  $\eta_0$  і  $\eta_M$  залежить від типу й числа передач, розташованих від головного вала ( для  $\eta_0$ ) або вала муфти ( для  $\eta_M$ ) до електродвигуна:

$$\eta_0 = \eta_K \cdot \eta_3^{m_1}, \quad (2.41)$$

$$\eta_M = \eta_K \cdot \eta_3^{m_2} \quad (2.42)$$

де  $\eta_K$  - ККД клинопасової передачі, прийнятий 0,97;

$\eta_3$  - ККД зубчастої передачі,  $\eta_3 = 0,98$  при використанні підшипників кочення, і  $\eta_3 = 0,96$  при використанні підшипників ковзання;

$m_1, m_2$  - загальне число ступенів зубчастого привода й число щаблів від вала муфти до двигуна.

Тоді,

$$\eta_0 = 0.97 \cdot 0.96 = 0.93,$$

$$\eta_M = 0.97 \cdot 0.98 = 0.95,$$

$$t_{ц} = \frac{60}{50 \cdot 0,1} = 12 \text{ сек.}$$

Отже:

$$N_H = \frac{1.15 \left( \frac{968}{0.93} + \frac{196}{0.95} \right) + 256}{12} = 140.85 \text{ кВт}$$

По каталогу вибираємо найближчий більший двигун по номінальній потужності для тривалого режиму роботи: тип 4A355M6B3,  $N_H$  кВт-185,

$$n_H \quad \frac{\text{об}}{\text{хв}} \quad 980,$$

Момент інерції маховика знаходимо по формулі:

$$J_M = K_\phi \frac{A_M}{j \cdot \omega_M^2} \quad (2.43)$$

де  $A_M$  - робота маховика під час робочого ходу;

$K_\phi$  - коефіцієнт, що враховує форму графіка моменту сил опору на кривошипному валу;

$j$  - коефіцієнт нерівномірності ходу маховика.

$$j = 2 \cdot \varepsilon \cdot K \cdot (S_H + S_P) \quad (2.44)$$

$S_P$  - пружне ковзання пасової передачі,  $S_P = 0.02 - 0.04$ ;

$\omega_H$  - кутова швидкість маховика;

$\varepsilon$  - коефіцієнт, що залежить від співвідношення між номінальним і критичним ковзанням двигуна, обумовлений залежно від коефіцієнта  $K$ .

У період робочого ходу  $t_P$  робота двигуна щодо ведучого вала кривошипа становить:

$$A_{op} = N_H \cdot t_P \cdot \eta_0 \quad (2.45)$$

де  $t_P$  - час робочого ходу,

$$t_P = \frac{t_{g.x.} \cdot \alpha_P}{360} \quad (2.46)$$

Тоді робота маховика, що доповнює до загального рівня витрата енергії в період робочого ходу:

$$A_M = A_P - A_{gp} = A_P - N_H \cdot t_P \cdot \eta_0 \quad (2.47)$$

Коефіцієнт  $K_\phi$  визначається по формулі:

$$K_{\phi} = \sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_P}{2 \cdot \pi} \cdot p_U\right)^2 + \left(2 - 6 \cdot p_U + 3 \cdot p_U^2\right) \cdot \frac{A_B}{A_P} + \left(\frac{A_B}{A_P}\right)^2}, \quad (2.48)$$

$$K_{\phi} = \sqrt{\left(1 - \frac{41,5}{2 \cdot 180} \cdot 0,1\right)^2 + \left(2 - 6 \cdot 0,1 + 3 \cdot 0,1^2\right) \cdot \frac{192}{968} + \left(\frac{192}{968}\right)^2} = 1,139,$$

$$t_p = \frac{t_{gx} \cdot \alpha_P}{360}, \quad (2.49)$$

$$t_p = \frac{1,2 \cdot 41,5}{360} = 0,128,$$

$$A_M = 968 - 185 \cdot 0,1383 \cdot 0,93 = 944,2 \text{ кДж},$$

$$j = 2 \cdot 0,8 \cdot 1,15 \cdot (0,108 + 0,032) = 0,258,$$

$$J_M = 1,139 \cdot \frac{944,2}{0,258 \cdot 26,16^2} = 6091,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Після вибору розмірів маховика, що забезпечують необхідний момент інерції, перевіряємо лінійну швидкість обода, яка обмежується умовами міцності обода під дією відцентрових сил.

$$V = \frac{D_M \cdot \omega_M}{2} < [V] \quad (2.50)$$

де  $D_M$  - діаметр обода маховика;

$\omega_M$  - число обертів маховика у хвилину.

$$V = \frac{2,115 \cdot 26,16}{2} = 27,66 \text{ м/с} < 40 \text{ м/с},$$

Потужність двигуна перевіряється за часом розгону маховика.

$$t_p = \frac{1.2 \cdot J_M \cdot n^2}{10^5 \cdot N_H} \quad (2.51)$$

$$t_p = \frac{1,2 \cdot 4585 \cdot 250^2}{10^5 \cdot 185} = 18,58 \text{ с.}$$

Для асинхронних двигунів з нормальним ковзанням час розгону не повинний перевищувати 10 с., а для двигуна з підвищеним ковзанням 18 с.

Для захисту керованих електродвигунів від перевантажень неприпустимої тривалості ухвалюють магнітні пускачі для дистанційного пуску, зупинки, реверсування й пуску перемикання із зірки на трикутник асинхронних двигунів.

## 2.7 Розрахунок фрикційної муфти (перевірочний)

Перевірочний розрахунок призначений для виявлення придатності встановленої на пресі муфти до роботи в конкретному силовому режимі нагрюження, обумовленому штампувальною операцією

Розрахунковий момент муфти:

$$M_{\text{РАСЧ.М.}} = K_M \cdot M_{\text{КР.}} \quad (2.53)$$

де  $K_M$  - показник моменту муфти, фрикційний матеріал – 143-66,  
 $K_M = \beta \cdot K_{\Pi} \cdot K_{\text{ТЕХ.}} \cdot K_j$

$K_{\Pi}$  - коефіцієнт, що залежить від тиску в пневмосистемі (0,3-0,6 МПа) і режиму роботи муфти,  $K_{\Pi} = 1,05 - 1,25$  - для універсальних пресів;

$K_{\text{ТЕХ.}}$  - коефіцієнт, що враховує характер наростання крутного моменту залежно від типу технологічної операції по таблиці 8,1 [1]

$$K_{\text{ТЕХ.}} = 0,8 < 1$$

$K_j$  - коефіцієнт розподілу мас між ведучою й веденою частинами привода.

Коефіцієнт  $K_j$  визначається по співвідношенню моментів інерції ведучої  $J_1$  й веденої  $J_2$  частин привода:

$$K_j = \frac{1}{1+j} \quad (2.54)$$

де  $j$  - відносний момент інерції веденої частини привода,

$$j = \frac{J_1}{J_2}, \quad (2.55)$$

$$j = 0.1 \div 0.06$$

$$K_j = \frac{1}{1+0.06} = 0.94.$$

Тоді,

$$K_M = 1.1 \cdot 0.8 \cdot 0.94 \cdot 1.3 = 1.07,$$

$$M_{p.m.} = 1.07 \cdot 2.14 = 2.3 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

### 2.7.1 Тиск на тертьових поверхнях

Для нормальної роботи фрикційного матеріалу повинна дотримуватися умова:

$$q_M = \frac{M_{M.P.}}{\mu_q \cdot F_{TP} \cdot R_{CP} \cdot \delta_\phi} \leq [q] \quad (2.56)$$



Питомий тиск, що допускається  $[q]$ , і коефіцієнт тертя вибираємо по таблиці 8,3 [1], коефіцієнт форми поверхні  $\delta_\phi$  тертя - по таблиці 8,4 [1]

$$[q] = 1.5 \text{ МПа}, \mu = 0.42, \delta_\phi = 1.03$$

Середній радіус тертя визначається по формулі:

$$R_{CP} = \frac{R_H + R_B}{2}, \quad (2.57)$$

де  $R_H, R_B$  - відповідно зовнішній і внутрішній радіус наладок.

$$R_{CP} = \frac{1310 + 915}{2} = 1112.5 \text{ мм} = 1.112 \text{ м}$$

Сумарна площа тертя для даного кута з наладками рівна :

$$F_{TP} = \pi \cdot m \cdot (R_H^2 - R_B^2) \quad (2.58)$$

де  $m$  - число поверхонь тертя.

$$F_{TP} = 3.14 \cdot 4 \cdot (1.31^2 - 0.915^2) = 10.96 \text{ м}^2$$

Тоді,

$$q_M = \frac{2.354}{0.42 \cdot 10.96 \cdot 1.112 \cdot 1.03} = 0.44 \text{ МПа} < [q]$$

## 2.7.2 Розрахунки тиску стисненого повітря

Для стійкої роботи привода преса без значних

необхідно забезпечити:

$$P_p = \frac{Q_{CVY}}{F_n} \approx [P_p] \quad (2.59)$$

Повне натискне зусилля визначається з виразу:

$$Q_{CVM} = Q_{AKT} + Q_{np} + Q_{TP} \quad (2.60)$$

де  $Q_{AKT}$  - активне натискне зусилля.

$$Q_{AKT} = \frac{F_{TP} \cdot q_M}{m}, \quad (2.61)$$

$$Q_{AKT} = \frac{10.96 \cdot 0.44}{4} = 1.206 \text{ МН}$$

$Q_{np}$  - сумарне зусилля відвідних пружин

$$Q_{np} = P_{np.p.} \cdot Z_{np}, \quad (2.62)$$

$$Q_{np} = 0.0125 \cdot 12 = 0.15 \text{ МН}.$$

де  $P_{np.p.}$  - зусилля пружини, яке відповідає стиску пружини при включеній муфті;

$Q_{TP}$  - зусилля для подолання тертя в манжетах.

$$Q_{TP} = \pi \cdot \mu_0 \cdot Z_0 \cdot (D_H \cdot b_H + d_b \cdot b_b) \cdot (p_p + 0.1) \quad (2.63)$$

де  $\mu_0$  - коефіцієнт тертя в манжетах,  $\mu_0 = 0.08 \div 0.1$ ;

$D_H, d_b$  - відповідно зовнішній і внутрішній діаметри поршня пневмоцилиндра, визначаються по компоновальнім кресленню муфти;

$b_H, b_b$  - відповідно ширина зовнішньої й внутрішньої манжети;

$Z_0$  - число манжет для шнурового набивання.

$$D_H = 1.145 \text{ м}, d_b = 1.085 \text{ м}, b_H = 0.025 \text{ м}, b_b = 0.025 \text{ м}, Z_0 = 2$$

Рекомендоване значення тиску повітря знаходимо по таблиці 8,9[1]  
 $p_p = 0.7 \div 0.9 \text{ МПа}$ . Відповідно:

$$Q_{TP} = 3.14 \cdot 0.1 \cdot 2 \cdot (1.145 \cdot 0.025 + 1.085 \cdot 0.025) \cdot (0.9 + 0.1) = 0.035 \text{ МН}$$

Тоді,

$$Q_{\text{СУМ}} = 1,206 + 0,15 + 0,035 = 1,391 \text{ МН}$$

Розміри силового пневмоцилиндра муфти визначаються з умови створення розрахункового активного натискного зусилля на поверхні тертя. Площа поршня силового пневмоцилиндра буде рівна:

$$F_{II} = \frac{K \cdot M_{\text{М.Р.}}}{(p_p - p_c) \cdot \mu_q \cdot \delta_\phi \cdot m \cdot R_{\text{CP}}}, \quad (2.64)$$

де  $p_p, p_c$  - відповідно, розрахунковий тиск стисненого повітря в ресивері (магістралі) і тиск стисненого повітря, необхідного для подолання сил затягування відвідних пружин муфти й сил тертя в манжетах і шліцах; тиск вибираємо по таблиці 8.9 і таблиці 8.10 [1]

$$p_p = (0.7 \div 0.9) \text{ МПа}, p_c = 0.035 \text{ МПа}$$

$K$  - поправочний коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в манжетах поршня,  $K = 1.05 \div 1.1$

$$F_{II} = \frac{1.05 \cdot 2.354}{(0.9 - 0.035) \cdot 0.42 \cdot 1.03 \cdot 4 \cdot 1.112} = 1.48 \text{ м}^2$$

Тоді,

$$P_p = \frac{1.391}{1.48} = 0.94 \text{ МПа}$$

### 2.7.3 Перевірка пружин муфти

Швидкість відключення муфти забезпечується при оптимальній швидкості виходу повітря із пневмоцилиндра муфти, тобто при виконанні умови:

$$\frac{P_{np.p.} \cdot Z_{np.} + Q_{TP}}{F_n} \geq p_c, \quad (2.65)$$

$$\frac{0.0125 \cdot 12 + 0.035}{1.48} = 0.125 > 0.035.$$

Необхідна довговічність пружин забезпечується за умови:

$$\frac{P_{np}}{P_{np.p.}} \geq 0.75 \quad (2.66)$$

де  $P_{np}$  й  $P_{np.p.}$  - відповідно зусилля стиску пружини у включеному й виключеному станах муфти.

$$\frac{73}{75} = 0.97$$

#### 2.7.4 Перевірка кріпильних болтів

Зусилля, що діють на кріпильні болти кришок підшипників маховика, визначаються по формулі:

$$P_{\sigma 1} = 1,25 \cdot \frac{p_c \cdot F_n}{Z_{\sigma}}, \quad (2.67)$$

$$P_{\sigma 1} = 1,25 \cdot \frac{0,035 \cdot 1,93}{12} = 0,007 \text{ МН}$$

Зусилля, що діє на болти кріплення маточини муфти, визначається по формулі:

$$P_{\sigma 2} = 1,25 \cdot \frac{p_p \cdot F_n}{Z_{\sigma}}, \quad (2.68)$$

$$P_{\sigma 2} = 1,25 \cdot \frac{0,9 \cdot 1,93}{24} = 0,09 \text{ МН}$$

При розрахунках болтового з'єднання матеріалом для болтів вибираємо Ст 3 або сталь 45

### 2.7.5 Визначення коефіцієнта запасу зчеплення

Фактичний коефіцієнт запасу зчеплення  $\beta_M$  визначається як співвідношення активного зусилля пневмоцилиндра при різних тисках повітря до розрахункового:

$$\beta_M = \frac{p_p \cdot F_n - Q_{np} - Q_{TP}}{[p_p] \cdot F_n - Q_{np} - Q_{TP}} \quad (2.69)$$

Таблиця 2.4 – Залежність коефіцієнта запасу зчеплення від робочого тиску повітря

$[p_p]$ , МПа	$\beta_M$
0,7	1,33
0,8	1,14
0,9	1
1,0	0,89
1,1	0,8
1,2	0,72
1,3	0,66

На графіку залежності коефіцієнта запасу зчеплення від робочого тиску повітря відзначені зони нагрюження в яких:

- I - не забезпечується передача робочого моменту ( $\beta_M < 1$ );
- II - зона нестійкої передачі робочого моменту ( $\beta_M = 1 \div 1.15$ );
- III – зона стійкої передачі робочого моменту.

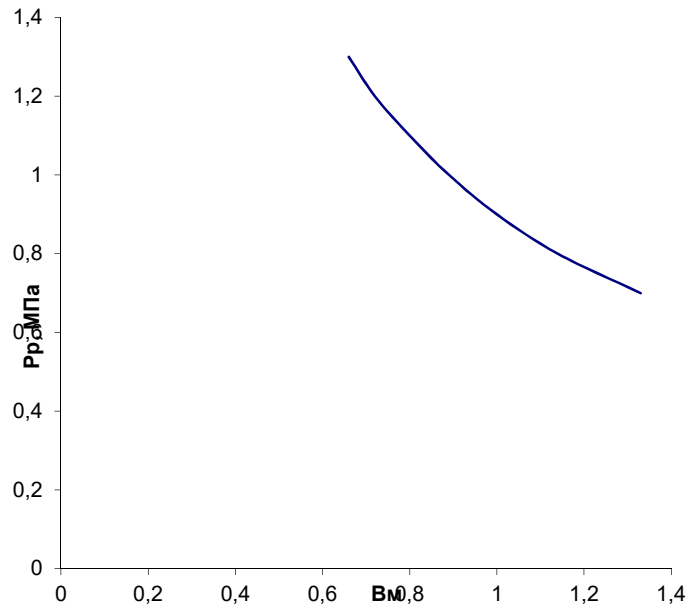


Рисунок 3.12- Залежність коефіцієнта зчеплення від робочого тиску повітря

## 2.8 Перевірочний розрахунок гальма

### 2.8.1 Тиск на тертьових поверхнях

Для нормальної роботи фрикційного матеріалу гальма повинне бути витримана умова (матеріал – феродо):

$$q_m = \frac{Q_{AKT} \cdot m}{F_{TP}} \leq [q] \quad (2.70)$$

$[q]$  - тиск, що допускається, вибираємо по таблиці 8.3  $[q] = 0.6 \text{ МПа}$

Активне натискне зусилля:

$$Q_{AKT} = P_{np} \cdot Z_{np} - Q_{TP} \quad (2.71)$$

де  $Z_{np}$  - число пружин.

Сила тертя в манжетах визначається по формулі:

$$Q_{TP} = 0.8 \cdot \pi \cdot \mu_0 \cdot (D_H \cdot b_H + D_{BH} \cdot b_{BH}) \cdot Z_M \cdot (p_p + 0.1) \quad (2.72)$$

де  $\mu_0$  - коефіцієнт тертя в манжетах, приймається рівним  $\mu_0 = 0.08 \div 0.1$ ;

$D_H, b_H, D_{BH}, b_{BH}$  - відповідно діаметр і ширина зовнішніх і внутрішніх манжет;

$Z_M$  - число манжет.

Зусилля затягування  $P_{np}$  однієї пружини у включеному стані гальма.

$$m = 6, Z_{np} = 16, D_H = 1000 \text{ мм}, D_{BH} = 592 \text{ мм}, b_H = 20 \text{ мм}, b_{BH} = 20 \text{ мм}, \\ p_p = (0.3 \div 0.35) \text{ МПа}$$

Тоді,

$$Q_{TP} = 0.8 \cdot 3.14 \cdot 0.1 \cdot (1 \cdot 0.02 + 0.592 \cdot 0.02) \cdot 4 \cdot (0.35 + 0.1) = 0.014 \text{ МН},$$

$$Q_{AKT} = 0.058 \cdot 16 - 0.014 = 0.914 \text{ МН},$$

$$q_m = \frac{0.914 \cdot 6}{24.763} = 0.22 \text{ МПа} < [q] = 0.6 \text{ МПа}.$$

## 2.8.2 Умова забезпечення заданого кута гальмування

Заданий кут гальмування забезпечується при виконанні умови:

$$P_\phi = \frac{M_{TP}}{R_{np} \cdot Z_{np}} \geq P_{np} \quad (2.73)$$



Розрахунковий момент гальма визначається з умови повної зупинки ведених частин привода й ГВМа за певний кут повороту кривошипного вала  $\varphi_m$ :

$$M_{TP} = \frac{31.4 \cdot K_m \cdot J_2 \cdot n_M \cdot n_H}{\varphi_m} \quad (2.74)$$

де  $K_m$  - показник моменту гальма, величина коефіцієнта задається залежно від числа обертів вала гальма,  $K_m = 1.65$ ;

$J_2$  - наведений момент інерції ведених частин привода,  
 $J_2 = 1963.7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

$n_M$  - число обертів вала муфти й гальма,  $n_M = 50$ ;

$n_H$  - номінальне число повзуна у хвилину,  $n_H = 50$ ;

Кут гальмування  $\varphi_m$  не повинен перевищувати  $15^\circ$  повороту головного вала.

$$M_{TP} = \frac{3.14 \cdot 1.65 \cdot 1963.37 \cdot 50 \cdot 50}{0.262 \cdot 3600} = 269.67 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Приведений радіус тертя визначається по формулі для однодискового гальма із вставками:

$$R_{np} = \frac{m \cdot R_{cp} \cdot \mu \cdot \delta_\phi}{1 + 1.2 \mu_i \cdot \mu \cdot \delta_\phi \cdot m} \quad (2.75)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя руху  $\mu = 0.34$ ,  $\delta_\phi = 1.03$

Середній радіус тертя  $R_{cp}$ :

$$R_H = 1396 \text{ мм}, \quad R_{BH} = 796 \text{ мм}$$

$$R_{cp} = 0.5 \cdot (R_H + R_{BH}) \quad (2.76)$$

Тоді, приведений радіус тертя:

$$R_{np} = \frac{6 \cdot 1.096 \cdot 0.34 \cdot 1.03}{1 + 1.2 \cdot 0.1 \cdot 0.34 \cdot 1.03 \cdot 6} = 1.837 \text{ м},$$

$$P_\phi = \frac{269.67}{1.837 \cdot 16} = 9.17 \text{ кН} < P_p = 12.5 \text{ кН}.$$

Фактичне значення кута гальмування визначається по формулі:

$$\varphi_{mg} = \frac{31.4 \cdot K_m \cdot J_2 \cdot n_M \cdot n_H}{M_{TP}} M \leq \varphi_m, \quad (2.77)$$

$$\varphi_{mg} = \frac{31.4 \cdot 1.65 \cdot 1963.37 \cdot 50 \cdot 50}{4843.2 \cdot 3600} = 14.58^\circ.$$

Де фактичне значення моменту гальма:

$$M_{T\phi} = P_{np} \cdot Z_{np} \cdot R_{ш}, \quad (2.78)$$

$$M_{T\phi} = 3.0 \cdot 16 \cdot 10.09 = 484.32 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

### 2.8.3 Перевірка пружин гальма на довговічність

Довговічність пружин гальма забезпечується, якщо дотримується умова:

$$\frac{P_{np}}{P_{np.p.}} \geq 0.75 \quad (2.79)$$

де  $P_{np}, P_{np.p.}$  - відповідно, зусилля стиску пружини у включеному й у виключеному станах гальма.

Робоче зусилля однієї пружини гальма рівно:

$$P_{np} = \frac{1.1 \cdot M_{mp}}{R_{np} \cdot Z_{np}}, \quad (2.80)$$

$$P_{np} = \frac{1.1 \cdot 269.67}{1.837 \cdot 16} = 10.09 \text{ кН}.$$

Розрахункове зусилля однієї пружини:

$$P_{np.p.} = P_{np} \left( 1 + \frac{0.5}{h_0^*} \right) \quad (2.81)$$

де  $h_0^*$  - величина зношування між двома регулюваннями

$$P_{np.p.} = 10.09 \cdot \left( 1 + \frac{0.5}{4} \right) = 11.35 \text{ кН},$$

$$\frac{10.09}{11.35} = 0.89 > 0.75$$

#### 2.8.4 Перевірка тиску за умовою розгальмовування

Розгальмовування гальма забезпечується при виконанні умови:

$$p_{pm} \cdot F_n \geq P_{np.p.} \cdot Z_{np} + Q_{mp} \quad (2.82)$$

Робочий тиск стисненого повітря в гальмі ухвалюється менше тиску, необхідного для муфти.

$$0.5 \cdot 0.429 > 0.011 \cdot 16 + 0.014,$$

$$0.21 > 0.19.$$

### 2.8.5 Перевірка муфт і гальм на працездатність

Працездатність фрикційного вузла оцінюється по величині показника зношування:

$$K = \frac{A_{mp} \cdot n_{ек} \cdot K_{вз}}{F_{mp}} \leq [K] \quad (2.73)$$

де  $A_{mp}$  - робота тертя за одне включення вузла  $A_{mp} = a \cdot J_2 \cdot n_M$ ;

$a$  - коефіцієнт враховуючий тип вузла:  $a = 5.8 \cdot 10^{-3}$  - для муфти,  
 $a = 5.2 \cdot 10^{-3}$  - для гальма.

$J$  - момент інерції ведених частин привода;

$n_M$  - число обертів у хвилину вала або муфти;

$n_{BK}$  - число включень вузла у хвилину;

$K_{вз}$  - коефіцієнт взаємного перекриття;

$F_{mp}$  - сумарна площа поверхні тертя.

Припустимий показник зношування визначається по формулі :

$$[K] = \frac{[\nu]}{\frac{22 \cdot \theta_{\max}}{n_B} \sqrt{\frac{M_{MP}}{J_2 \cdot n_M}} + \frac{4.7}{S_{OX} \cdot (1 + v_v \cdot v_{CP})}} \quad (2.84)$$

де  $[\nu]$  - максимально припустима поверхнева температура :  $[\nu] = 150^\circ C$  - для гальма,  $[\nu] = 190^\circ C$  - для муфт.

$\theta_{\max}$  - максимальна відносна поверхнева температура:  $[\theta_{\max}] = 1.57$  - для гальма,  $[\theta_{\max}] = 1.57$  - для муфт.

$S_{ox}$  - наведений коефіцієнт поверхні охолодження:  $S_{ox} = 1.08$  - для муфти,  $S_{ox} = 1.88$  - для гальма.

$\epsilon_v$  - наведений коефіцієнт враховуючий вентиляційний ефект:  $\epsilon_v = 0.05 \div 0.06$  - для муфти,  $\epsilon_v = 0.01 \div 0.02$  - для гальма.

$v_{CP}$  - лінійна швидкість обертання провідного диска на середньому радіусі  $R_{CP}$  :  $v_{CP} = 5.82 \frac{M}{c}$  - для муфти,  $v_{CP} = 5.73 \frac{M}{c}$  - для гальма.

Тоді :

$$[K]^M = \frac{190}{\frac{22 \cdot 1.57}{50} \cdot \sqrt{\frac{2.354 \cdot 10^6}{19.64 \cdot 50 \cdot 10^3}} + \frac{4.7}{1.08(1 + 0.05 \cdot 5.82)}} = 42.7 \frac{H \cdot m}{cm^2 \cdot xv},$$

$$A_{mp}^M = 5.8 \cdot 10^{-3} \cdot 19.64 \cdot 50 = 569.5 H \cdot m,$$

$$K = \frac{569.5 \cdot 50 \cdot 1}{1096} = 25.984 \frac{H \cdot m}{cm^2 \cdot xv},$$

$$[K]^T = \frac{150}{\frac{22 \cdot 1.57}{20} \cdot \sqrt{\frac{0.66 \cdot 10^6}{19.64 \cdot 10^3 \cdot 50}} + \frac{4.7}{0.88(1 + 0.001 \cdot 5.73)}} =$$

$$= 26.69 \frac{H \cdot m}{cm^2 \cdot xv}$$

$$A_{mp}^T = 5.2 \cdot 10^{-3} \cdot 19.64 \cdot 50 = 510.64 H \cdot m,$$

$$K = \frac{510.64 \cdot 50 \cdot 1}{2470.45} = 10.334 \frac{H \cdot m}{cm^2 \cdot xv}.$$

### 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ТА СИСЕМИ ПНЕВМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ

#### 3.1 Методика проведення досліджень

Для вивчення особливостей роботи електроприводу кривошипних гарячештампувальних пресів в умовах експлуатації необхідно вимірювати потужність змінного струму в ланцюзі електродвигуна та кутову швидкість обертання маховика. Одночасно з тим, необхідно визначити тиск повітря в муфті, у гальмі та ресивері. Вимірювання такої кількості параметрів дає можливість найповніше оцінити вплив роботи системи управління на роботу електроприводу в цілому.

Вимірювання проводилися відомими методами вимірювань механічних величин з використанням стандартних і оригінальних датчиків. Реєстрація вимірюваних параметрів проводилася за допомогою аналого-цифрового перетворювача Е-154 з оперативною пам'яттю та жорсткому носії комп'ютера.

Живлення вимірювальних пристроїв здійснювалось від АЦП (+8 В), яки, в свою чергу, отримували живлення від комп'ютера через USB-порт. Реєстрація параметрів в комп'ютері здійснювалась за допомогою програмного забезпечення *LGraph2*. Обробка результатів вимірювань здійснювалась математичною системою *MatLab*.

При максимальній частоті обертання рухомих елементів приводу (менше 40 рад/с) максимальна частота перетворення АЦП 120 кГц для чотирьох каналів цілком достатня.

Схема підключення вимірювальних приладів та реєструючої апаратури показана на рис. 3.1.

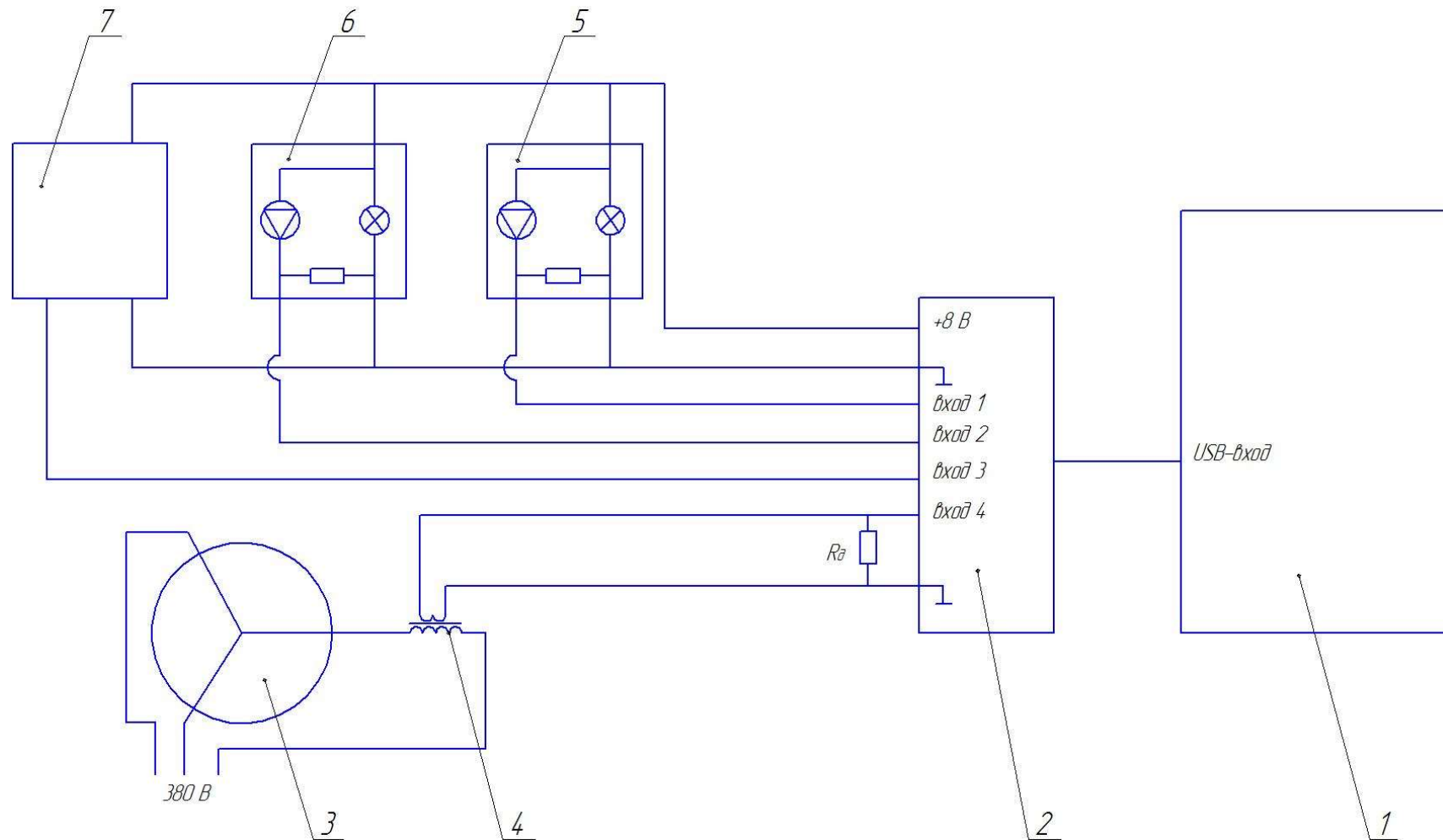


Рисунок 3.1 – Схема підключення вимірювальної та реєструючої апаратури

1 – комп'ютер; 2 – аналого-цифровий перетворювач Е-154; 3 – електродвигун; 4 – трансформатор струму УТТ-5; 5 – датчик кутів повороту рухомого маховика; 6 – датчик кутів повороту вала; 7 – датчик тиску МД-6Т

### 3.2 Вимірювання потужності змінного струму в ланцюзі електродвигуна

Витрата енергії на включення та зупинку оцінювалась за величиною миттєвої потужності, що розвивається електродвигуном протягом процесів включення та зупинки. Вимірювання споживаної потужності електродвигуна проводилося шляхом вимірювання миттєвого струму в одній з обмоток електродвигуна. Сила струму вимірювалася за допомогою аналого-цифрового перетворювача, вхід якого підключався до виходу трансформатора струму типу УТТ-05 за схемою, показаною на рис. 3.1. Приймаючи, що фази навантажені рівномірно і враховуючи, що  $\cos\varphi$  є функцією струму, споживана потужність визначається за формулою:

$$N = IU_f \cos \varphi, \quad (3.1)$$

де  $U_f$  – фазова напруга 220 В.

### 3.3 Вимірювання кутової швидкості обертання маховика

Вимірювання кутової швидкості обертання маховика проводиться за допомогою фотоелектричного датчика чисел обертів. Принцип дії фотоелектричних датчиків заснований на модуляції освітленості робочої поверхні фотоелектричного елемента числом об'єкта, що вимірюється. З цією метою застосовано фотоопір типу ФСА-1.

Фотоелектричний датчик складається з фотоопору, освітленість робочої поверхні якого перекривається диском з отворами, що калібруються. Диск насаджується на вал вимірюваного об'єкта.

Фотоопір підключено послідовно з опором навантаження до джерела стало. ЕРС. Якщо фотоопір не освітлений, то за ним тече темновий струм :



$$i_m = \frac{E}{R_m + R_H}, \quad (3.2)$$

де  $R_m$  – темновий фотоопір фотоелемента ;

$R_H$  - опір навантаженню.

Коли опір освітлено, за ним тече світловий струм

$$i_c = \frac{E}{R_c + R_H} . \quad (3.3)$$

Оскільки провідність через фотоопір при опроміненні його світловим потоком  $F$  зростає, його світловий опір стає менше темного опору.

Струм, що проходить через фотоопір, є функцією світлового потоку  $F$  і напруги  $U$ , що падає на опорі, і визначається як::

$$i_\phi = i_c + i_m. \quad (3.4)$$

При обертанні диска освітленість фотоопору модулюється, і в його ланцюгу тече пульсуючий струм, частота пульсацій якого визначається кількістю отворів у диску та швидкістю останнього.:

$$f_n = \frac{S \cdot n}{60}, \quad (3.5)$$

де  $n$  – швидкість обертання диска, об/хв;

$S$  – кількість отворів в диску.

Для отримання синусоїдальної форми кривої напруги фотоелектричного датчика необхідно, щоб площа отворів на диску дорівнювала проміжкам між ними. Схема виміру кута поворотів представлена на рис.3.2. Живлення датчика здійснюється від АЦП (+8). Диск

має рівномірно розташовані прорізи в кількості, що дорівнює 72, що відповідає кроку вимірювання 5 градусів.

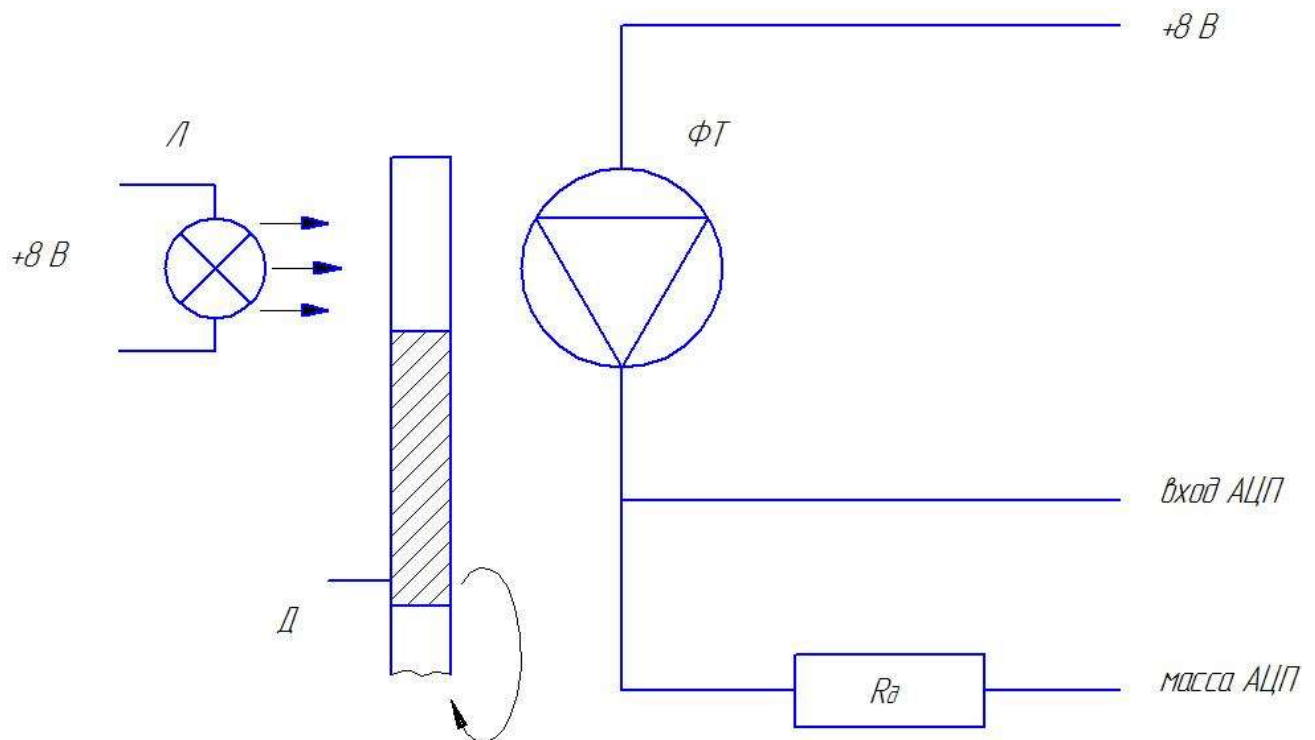


Рисунок 3.2 – Схема вимірювання кутів повороту

$\Phi T$  – фототранзистор;  $L$  – лампа освітлення;  $D$  – диск з прорізами;  $R_d$  – добавочний опір

### 3.4 Вимірювання тиску повітря в системі пневматичного керування

Вимірювання тиску повітря проводиться в ресивері, в гальмі та в муфті. Вимірювання тиску повітря відбувається під час роботи преса як одиночного ходу.

У місці приєднання датчика свердлиться отвір під різьблення М6. Датчик вкручувався в цей отвір. При вимірюванні тиску в гальмі датчик кріпиться у місці приєднання розподільника муфти до циліндра муфти. Отвір

під датчик свердлиться в безпосередній близькості від частин муфти, що обертаються.

При вимірі тиску в ресивері датчики необхідно приєднувати на місце манометрів.

Вимірювання тисків проводиться за допомогою потенціометричних датчиків тиску підвищеної точності типу МД-Т.

Технічні дані датчика типу МД-Т:

1. Діапазон вимірюваний надлишкових тисків 0 – 6 кг/см<sup>2</sup>
2. Похибка при температурі +20°C, +60°C и -45°C не більше 1,5%, точність вимірювання нульового та кінцевого тисків  $\pm 2,5\%$  від границі вимірювань.
3. Діапазон температур, де датчик працює, -60°C, +60°C.
4. Датчик вібростійкий в діапазоні частот від 20 до 600 Гц при перенавантаженнях до 10 з амплітудою не більше 1 мм і вище від 600 до 1000 Гц при перенавантаженнях до 6.
5. Напруга живлення датчика 6,5 вольт.
6. Вага датчика 165 Г.
7. Габарити датчика 32x58x52 мм.

Принципова схема датчика показана на рис.3.3. Надлишковий тиск впливає на чутливий елемент датчика 1. Як чутливий елемент у приладі застосовується малогабаритна гофрована мембрана. Під впливом надлишкового тиску мембрана деформується. Деформація передається на шток 2. Шток через важіль 3 повертає щіткоутримувач 4 і переміщує ковзний контакт 5 по потенціометру 1-П. Кожному значенню тиску відповідає певне положення ковзного контакту щодо потенціометра, отже, і вихідний відносний опір.

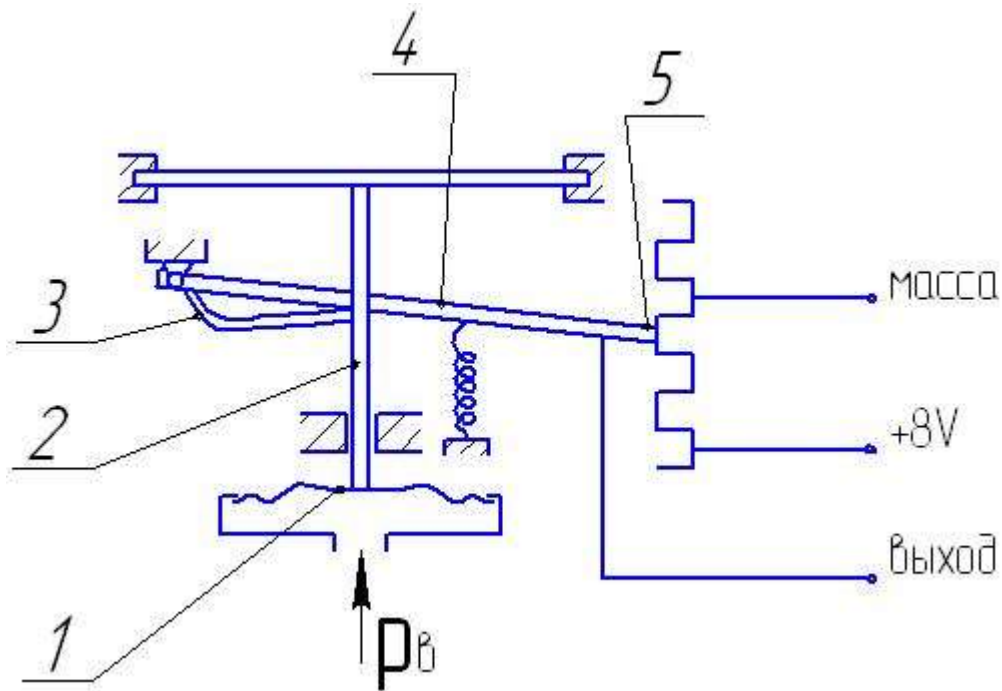


Рисунок 3.3 - Принципова схема датчика тиску

Апаратура для вимірювання тиску складається з трьох датчиків, акумулятора, осцилографа та з'єднувальних дротів.

### 3.5 Результати експериментальних досліджень роботи електродвигуна та системи управління пресом

Розрахунок потужності на холосте обертання маховика характеризує умови роботи прийомного валу в опорах, підшипників зубчастого колеса, якість налаштування муфти у вимкненому стані, а також втрати в зубчастій та клинопасової передачах.

Витрата енергії на здійснення одиночних ходів характеризує, перш за все, умови роботи підшипників головного валу та напрямних повзуна. Крім того, на величину цього показника впливають величина втрат на включення муфти та точність роботи системи управління пресом. Якщо втрати на включення муфти для даної конструкції муфти та преса є величиною

постійної, то втрати, пов'язані з точністю роботи системи керування, залежать від режиму роботи преса та ретельності налагодження системи керування на той чи інший режим роботи.

Дані щодо витрати потужності на холосте обертання маховика представлені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Результати експериментальних досліджень по потужності обертання маховика

Потужність на обертання маховика, кВт	66
Відношення потужності обертання до номінальної потужності двигуна	0,4
$\cos\varphi$	0,82
Номінально потужність двигуна, кВт	160
Робота одинарного ходу, кДж	67
Час від моменту включення до кінцевої зупинки, с	7,2
Максимальна потужність в пике, кВт	150

Аналізуючи дані таблиці, слід зазначити, що витрати на одиночні холості ходи дуже великі і перевищують розрахункові майже вдвічі. Відношення потужності, що витрачається на обертання маховика, до номінальної потужності електродвигуна перевищує нормальне значення цього відношення (6-10%).

Графік зміни миттєвих потужностей одиночного холостого ходу преса представлений на рис. 3.5.

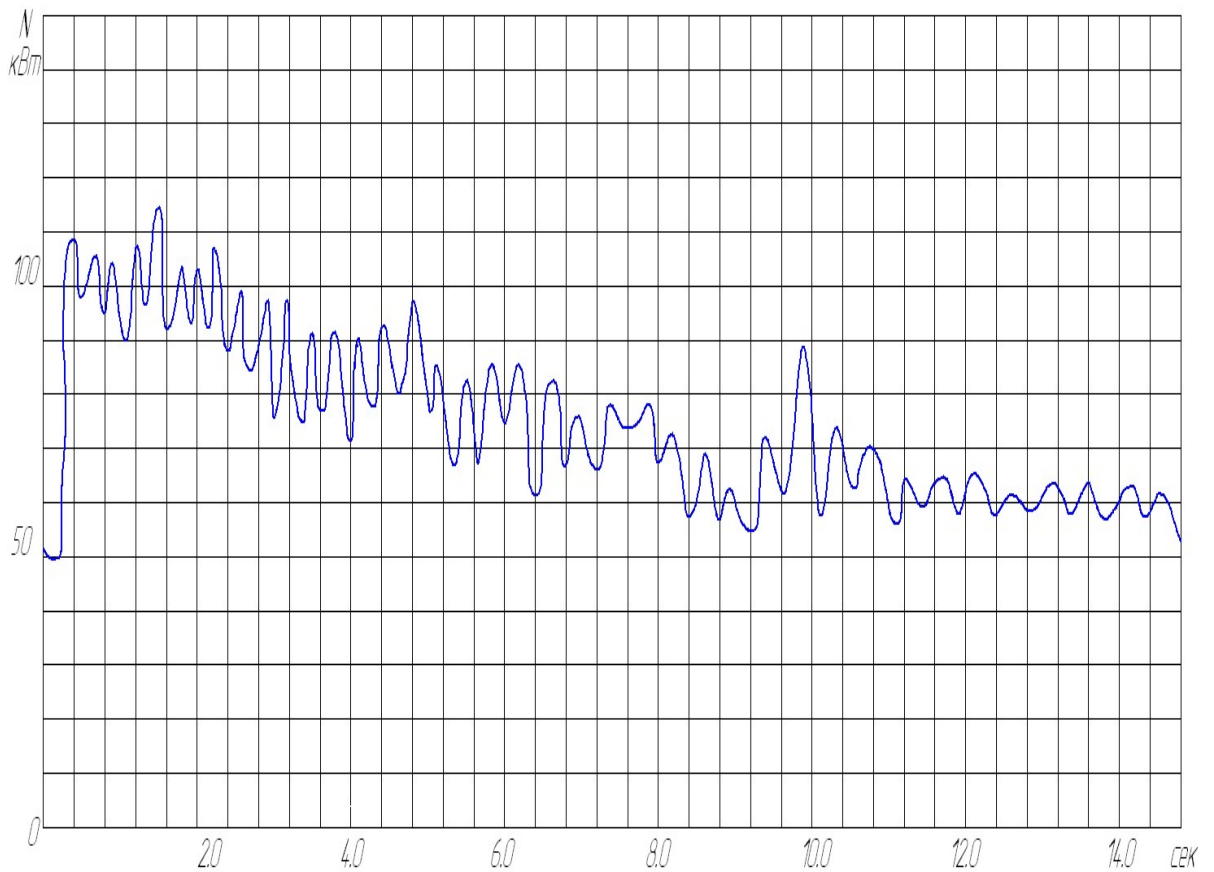


Рисунок 3.5 – Зміна миттєвої потужності одинарного холостого ходу

Результати розшифровок осцилограм робочих ходів на пресі представлені у таблиці 3.2. Слід зазначити, що величина технологічної роботи знаходиться в межах можливостей преса. Однак під час штампування кутова швидкість маховика та потужність двигуна не відновлюється до номінальних значень.

Справжнє значення кутовий швидкості маховика нижче паспортного, тобто розрахункового.

В результаті аналізу роботи пневматичної системи управління пресом виявлено такі особливості. У преса перепад тисків у реверсі після кожного перебігу перевищує 15%, що небажано. Як правило, тиск у муфті не встигає вирівнюватися до тиску в ресивері і при штампуванні має тенденцію до зниження.

Таблиця 3.2. - Потужність та витрата енергії на здійснення робочих ходів

Витрати енергії на штамповку однієї деталі, кДж	73,5
Проміжок часу між включенням та зупинкою, с	16,3
Максимальна потужність, кВт	160
Число ходів преса в хвилину:	
- по паспорту	50
- по замірам	41
Число обертів маховика в хвилину:	
- по паспорту	235
- по замірам	188

Графік зміни тиску у системі управління досліджуваного преса зусиллям 40 МН представлений на рис.3.6.

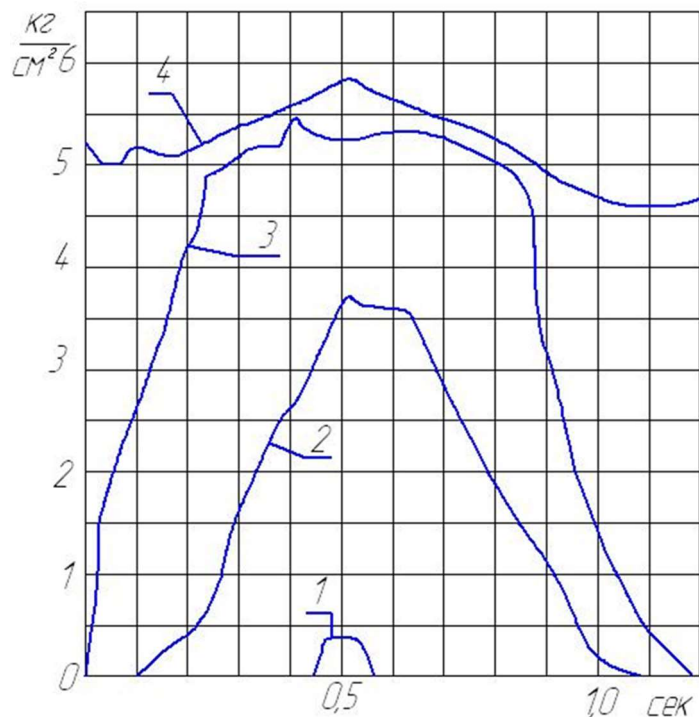


Рисунок 3.6 - Графік зміни тисків у системі управління в режимі одиночних ходів преса зусиллям 40 МН: 1 – позначка положення повзуна, 2 – тиск у муфті, 3 – тиск у гальмі, 4 – тиск у ресивері

У таблиці 3.3 представлені чисельні показники шуканих величин, отримані шляхом розшифрування осцилограм.

Таблиця 3.3 - Результати розшифровки осцилограм

Перепад тиску в ресивері, %	
- після 1-го ходу	8
- після двох ходів	10
Максимальний миттєвий тиск при роботі після першого ходу, МПа:	
- в ресивері	0,5
- в муфті	0,37
- в гальмах	0,525
Максимальний миттєвий тиск при роботі після другого ходу, МПа:	
- в ресивері	0,5
- в муфті	0,345
- в гальмах	0,525
Час вирівнювання тиску в муфті, с	0,43
Кут вирівнювання тиску в муфті, град	110
Час випуска з муфти, с	0,56
Час випуска з гальма, с	0,49
Випередження впуска, с	0,1
Випередження випуска, с	0,25
Час вирівнювання тиску в ресивері, с	3,8

### 3.6 Аналіз працездатності преса

Оскільки необхідна потужність двигуна визначається за певного значення коефіцієнта використання числа ходів, то при його зміні величина



допустимої пластичної деформації також змінюється. Витрата енергії на включення та холосте переміщення механізмів протягом одного технологічного циклу залишається постійною.

У такому разі визначаючи роботу пластичної деформації через роботу робочого ходу та ККД робочого ходу [11, табл.4.8], тобто  $A_{\text{д}}=A_{\text{р}}\eta_{\text{рх}}$ , допустима робота пластичної деформації залежить від коефіцієнта використання ходів.

$$A_{\text{д}} = \frac{\eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{о}}}{k_{\text{д}}} \left( N_{\text{н}} \frac{60}{n_{\text{н}} \cdot p_{\text{и}}} - k_{\text{д}} \frac{A_{\text{в}}}{\eta_{\text{м}}} - A_{\text{х}} \right), \quad (3.7)$$

де  $A_{\text{д}}$  - робота пластичної деформації, Дж;

$\eta_{\text{р}}$  – ККД робочого ходу;

$\eta_{\text{о}}$  – загальний ККД привода;

$\eta_{\text{м}}$  – ККД передач від муфти до вала двигуна;

$k_{\text{д}}$  – коефіцієнт запаса, приймається по табл.4.6 [11] в залежності від числа включень або номінального ковзання двигуна;

$N_{\text{н}}$  – номінальна потужність двигуна, кВт;

$A_{\text{в}}$  – робота включення, Дж;

$A_{\text{х}}$  – робота холостого ходу, Дж;

$n_{\text{н}}$  – номінальне число ходів повзуна в хв;

$p_{\text{и}}$  – коефіцієнт використання числа ходів.

При коефіцієнті використання числа ходів, що дорівнює одиниці (автоматичні ходи), допустима робота деформації збільшується на величину витрати енергії на включення.

По табл 4.6 [11] коефіцієнт запасу  $k_{\text{д}}$  приймаємо рівним 1,3.

ККД передач від муфти до двигуна та від головного валу до двигуна прийнято рівними відповідно  $\eta_{\text{м}}=0,975$  і  $\eta_{\text{о}}=0,95$ . ККД робочого ходу для КГШП лежить у діапазоні 0,3..0,4 [11]

Результати розрахунків представлені в таблиці 3.4 та проілюстровані на рис.3.7.

Таблиця 3.4 – Розрахунок роботи деформації

$p_u$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,78
$A_d, \text{кДж}$	507	216,3	119,4	70,9	41,8	22	9	0

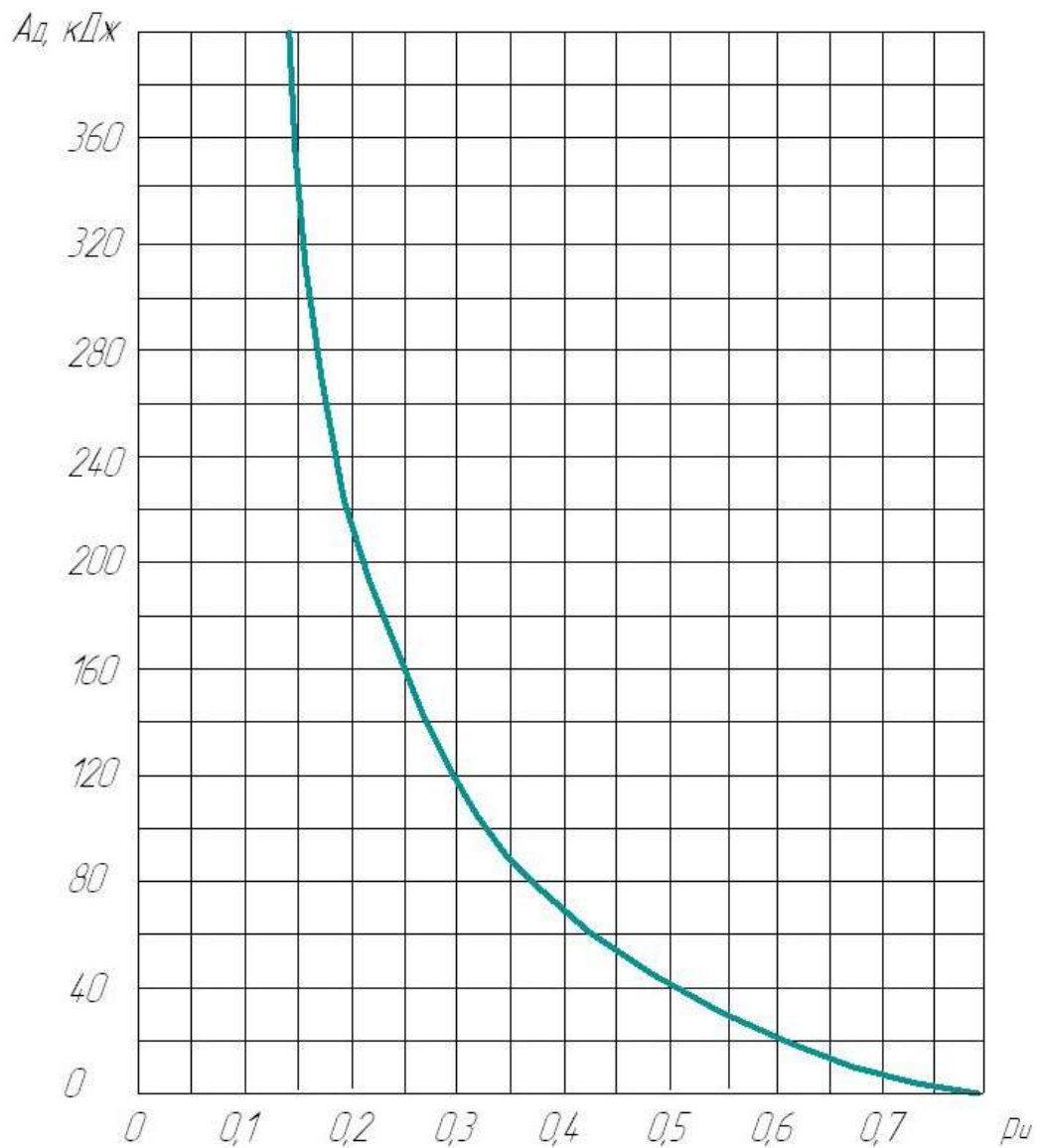


Рисунок 3.7 – Графік працездатності преса

З графіка видно, що найбільший допустимий коефіцієнт використання ходів не перевищує 0,8, тобто робота преса в автоматичному режимі за номінального завантаження не допускається.

## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

### 4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних виробничих факторів

Основними небезпечними і шкідливими факторами ковальсько-пресових цехів можна назвати підвищений рівень шуму і вібрації, пилю і задимленість повітря, а також наявність робіт, пов'язаних із систематичними фізичними напруженнями.

Нагрівальні печі, розпечений метал і жирова змазка гарячих штампів є джерелами забруднення повітря в цеху димом, кіптявою та шкідливими газами, такими як оксид вуглецю і сірчистий газ.

Шкідлива дія шуму і вібрації на організм людини перевищують допустимі норми внаслідок неправильної установки обладнання, нерівноваженість механізмів, зношеність чи несправності машин.

Виробничі процеси в пресових цехах відносяться до II групи, тобто протікають при несприятливих метеорологічних умовах, пов'язані з виділенням пилю і напруженою фізичною роботою.

Категорія робіт – важкі роботи, пов'язані з систематичним фізичним напруженням, а також з постійним пересуванням і перенесенням значних вантажів масою понад 10 кг

В технологічних процесах цехів основними потенційними загрозами є поразка електричним струмом і різні рухомі механізми, ПТМ, переміщувані вантажі, незахищені рухомі частини виробничого обладнання, що відлітають частки деформованого матеріалу та інструменту.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів та карта умов праці для робочого місця штампувальника представлені в табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Оцінка факторів виробничого тродового процесу штампувальника

№	Фактори виробничого середовища та трудового процесу	Норма	Фактич. знач-я	III клас: шкідливі та небезпечні умови			Тривалість дії фактора за зміну, %
				I	II	III	
1	Шкідливі хімічні речовини, мг/м <sup>3</sup> 2 клас небезпеки Сірчана кислота	1	0,05	-	-	-	80
	3 клас небезпеки Оксид вуглецю	20,0	4,0	-	-	-	80
2	Пил, переважно фіброген. дії, мг/м <sup>3</sup>	2	2,78	1,39	-	-	92
3	Вібрація (загальна), дБ	92	94		4		92
4	Шум, дБА	80	105			25	92
5	Мікроклімат в приміщенні: -температура повітря, °С						
	- в холодний період	13/19	17/20				
	- в теплий період	15/26	30				80
	-швидкість руху повітря, м/с	0,2-0,5	0,2				
	-відносна вологість, %	40-60	40				
	-інфрачерв. випромінювання, Вт/м <sup>2</sup>	140	900		760		80
6	Категорія важкості праці	важка, IV помірна					
7	Загальна оцінка умов праці	Важкі умови праці					

## 4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних виробничих факторів

Зниження рівнів шумів до допустимих меж і запобігання на робочих місцях вібрацій, що перевищують встановлені норми, рекомендується провести по ГОСТ 12.1.012-90 "Вібрація. Загальне освітлення" і ГОСТ 12.1.003-83 "Шум. Загальні вимоги безпеки". Це забезпечується впровадженням автоматизації і механізації, що виключають необхідність знаходження робітника в небезпечній зоні; зміною конструктивних параметрів пресів; заміною жорстких зв'язків на пружні; розташування нижніх частин фундаменту обладнання нижче фундаменту стін, що зменшує вплив на них коливань.

Для індивідуального захисту від вібрацій можна рекомендувати взуття з амортизуючої підошвою, для зниження впливу шуму застосовувати різні пробки, навушники, шоломи.

Для очищення повітря від твердих і рідких домішок застосовують циклони, пиловловлювачі (вихрові, жалюзійні, камерні).

Злив відпрацьованих паливно-мастильних матеріалів, які підлягають повторному використанню у виробництві після відстою та очищення виробляти в спеціальні відстійники.

При роботі в пресовому цеху необхідно дотримуватися таких правил техніки безпеки:

- налагодження штампів на пресах, ремонтні роботи необхідно виконувати при вимкненому електродвигуні і зупиненому маховику. Огляд і ремонт преса можна робити тільки при нижньому положенні повзуна;

- несправність преса або неправильне ведення технологічного процесу штампування, особливо при неправильній налагодженні та кріпленні інструменту, неправильному нагріванні заготовок або невідповідність їх

нормального розміру і масі, можуть викликати перевантаження преса і поломку;

- штампувальники повинні працювати в спеціальному одязі і взутті, надягаючи на голову каску і захисні окуляри на очі, щоб уникнути травм від відскочила при штампуванні окалини, залипання заготовок в штампі і ін.

- кліщі для держателя заготовок повинні відповідати їх формі і повинні мати довжину, при якій руки штампувальника не зазнають температури нагрітої заготовки і не перебувають в зоні опускання штампа;

- перед початком роботи необхідно перевірити справність механізмів управління, трубопроводів високого тиску і їх кріплення, наявність і справність контрольних приладів, наявність і справність огороження механізмів управління, засобів механізації. Перевірити наявність змащення в місцях інтенсивного тертя;

- влаштування та утримання електричної системи преса повинні відповідати чинним правилам технічної експлуатації електроустановок промислових підприємств. Живлення кнопок управління повинно здійснюватися від мережі з напругою не вище 36 В. штампувальник забороняється відкривати електророзподільні шафи, встановлені у преса, кришки пускових приладів та ін .;

- для надійної експлуатації преса необхідно виконувати певні правила своєчасного огляду та ремонту. Регулярний зовнішній огляд не рідше 1 разу за зміну, перевірка подачі мастила до змащувати точкам, перевірка роботи муфти і гальма, підтяжка кріпильних деталей дозволяють збільшити тривалість роботи преса без зупинки його на передчасний ремонт.

### 4.3 Виробнича санітарія

#### Мікроклімат

Метеорологічні умови (або мікроклімат) на виробництві визначаються наступними параметрами: температура повітря, відносна вологість,

швидкість руху повітря, тиск. Необхідність обліку основних параметрів мікроклімату може бути пояснено на основі розгляду теплового балансу між організмом людини і навколишнім середовищем. Величина тепловиділення організмом людини залежить від ступеня навантаження в певних умовах і може коливатися від 80 Дж / с (стан спокою) до 500 Дж / с (важка робота). Для протікання нормальних фізіологічних процесів в організмі людини необхідно, щоб що виділяється організмом теплота відводилася в навколишнє середовище.

Одним з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов в робочій зоні приміщення, тобто в просторі до 2 метрів над рівнем підлоги. Сприятливий склад повітря: N<sub>2</sub> - 78%, O<sub>2</sub> - 20,9%, CO<sub>2</sub> - 0, 03%, інші гази - 0,01%. Необхідний склад повітря може бути забезпечений за рахунок виконання наступних заходів:

1) механізація і автоматизація виробничих процесів, включаючи дистанційне керування. Ці заходи захищають від шкідливих речовин, теплового випромінювання. Підвищують продуктивність праці;

2) застосування технологічних процесів і обладнання, що виключають утворення шкідливих речовин. Велике значення має герметизація устаткування, в якому знаходяться шкідливі речовини;

3) влаштування вентиляції та опалення;

4) застосування індивідуальних засобів захисту.

Для ефективної роботи системи вентиляції, необхідно виконувати наступні санітарно-гігієнічні вимоги.

- Кількість припливного повітря має майже відповідати кількості повітря, що видаляється. Різниця між ними повинна бути мінімальна.

- Припливні і витяжні системи в приміщенні повинні бути правильно розміщені, тобто свіже повітря повинен подаватися в ту частину приміщення, де кількість шкідливих речовин мінімально, а віддалятися з тих ділянок, де виділення шкідливих речовин максимально.



- Система вентиляції не повинна викликати перегрів або переохолодження робітників.

- Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях.
- Вона повинна бути електро- і вибухобезпечною.

У цеху передбачено природний повітрообмін, створюваний общеобменной безканалъною вентиляцією, що відбувається під дією гравітаційного і вітрового тиску. При цьому зовнішнє повітря (приплив) надходить в приміщення через нижні аераційні отвори в зовнішніх стінах. Видалення повітря (витяжку) здійснюють через аераційні отвори, розташовані під стелею приміщення в зовнішніх стінах або в стелі (аераційний ліхтар).

#### Освітлення виробничих приміщень

Якщо цех працює в дві - три зміни необхідно забезпечити освітлення повністю в перебігу робочого часу забезпечені природним освітленням. Потрібно штучне освітлення.

Загальне освітлення реалізується шляхом рівномірного розміщення світильників в приміщенні або локалізовано

Штучне освітлення забезпечує в цеху в будь-яку робочу зміну що дозволяє виконувати технологічні операції і налагодження обладнання без виробничих дефектів і травматизму. (СНиП II - 4.79). Штучне освітлення виконується системою загального або місцевого освітлення.

Світильники місцевого освітлення мають відбивачі, зроблені з матеріалу, що не, із захисним кутом не менше 300. Між будинками, які освітлюються через віконні прорізи в стінах, витримані санітарні розриви, що забезпечують необхідну освітленість і аерацію робочих приміщень.

Характеристика зорової роботи - високої точності. Найменший розмір об'єкта розрізнення - від 0,3 до 0,5. Розряд зорової роботи - III; подразряд зорової роботи - в; контраст об'єкта з фоном - середній; характеристика фону - середня. Освітленість (комбіноване освітлення) - 200 лк. Загальна

освітленість - 200 лк. В системі загального освітлення використовуються газорозрядні лампи високого тиску типу ДРЛ і ДРІ в системі загального освітлення від потужності використовуються на висоті:

- 6-12 м (лампи потужністю від 50 до 125 Вт);
- 9 м і вище (лампи потужністю від 250 Вт).

### Електробезпека

Електробезпека - один з найважливіших факторів, який впливає на безпеку і якість виробництва в цілому. Цех відноситься до класу приміщень за ступенем небезпеки ураження електричним струмом до приміщень "з підвищеною небезпекою" відповідно до "Правил улаштування електроустановок ПУЕ-87".

Тому в цеху особливу увагу необхідно приділяти техніці електробезпеки. На робочих місцях штампувальників рекомендується передбачати виготовлення покриття підлоги з токоізолюючих матеріалів і забезпечувати робітників спеціалізованої одягом.

## 4.4 Заходи з пожежної безпеки

Пожежна безпека забезпечується за допомогою проведення організаційних заходів, спрямованих на запобігання пожежам, забезпечення безпеки людей, зниження можливих матеріальних втрат і зменшення негативних екологічних наслідків у разі їх виникнення. Створення умов для швидкого виклику пожежних підрозділів та успішного гасіння пожеж. Пожежна безпека регламентується вимогами стандарту СТП 549.12.314-87.

Категорія по вибухо - і пожаробезопасності цеху - Г, комора ПММ - Б / У - Іа, комора АГЧ, механіка, архіви - В / П - Па.

Організаційні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки:

- місця куріння, застосування відкритого вогню, побутових нагрівальних приладів;

- порядок проведення пожежонебезпечних робіт (у тому числі зварювальних);
- місця для зберігання і допустима кількість заготовок, напівфабрикатів і готової продукції, які можуть одночасно знаходитися на виробничих ділянках;
- порядок прибирання горючих відходів, зберігання спец одягу і дрантя;
- відключення електрообладнання в випадки пожежі;
- організація експлуатації обслуговування наявних технічних засобів, протипожежного захисту (протипожежного водопроводу, установок пожежної сигналізації, вогнегасників);
- проведення планово-попереджувальних ремонтів і оглядів електроустановок, технологічного та іншого інженерного обладнання. Заходи щодо забезпечення пожежної безпеки технологічних процесів:
  - виробнича будівля цеху - одноповерхова і відповідає вимогам ОНТП - 01 - 82;
  - технологічне обладнання при нормальних режимах роботи - пожаробезопасно, а на випадок небезпечних несправностей передбачаються захисні заходи, що обмежують масштаб та наслідки пожежі;
  - обробку тиском титанових і алюмінієвих сплавів проводять на окремих ділянках з дотриманням вимог пожежної безпеки та оснащених первинними засобами пожежогасіння;
  - підлогу біля нагрівальних печей і ковальсько штампувального обладнання викладений рифленими металевими плитами;
  - для змащення штампів при виконанні гарячого штампування застосовуються не горючі і важко горіти,;
  - не дозволятиметься одночасно нагрівати заготовки з алюмінієвих і титанових сплавів в печах з заготовками з чорних металів; якщо в печах производность нагрівання заготовок і чорних металів то вони очищаються

від окалини і шлаків перед завантаженням заготовок з титанових і алюмінієвих сплавів;

- заготовки перед завантаженням в піч очищаються від тирси, пилу, масла;

- регулярно проводиться очистка внутрішнього обсягу печей від окалини і шлаку;

- нагрівальні печі мають прилади контролю та регулювання температури;

- не допускається виконання виробничих операцій на обладнанні, установках верстатах, з несправностями, які можуть призвести до займання та пожеж, а також при відключених контрольно вимірювальних приладах.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. В результаті патентного пошуку та літературного виявлено, що на надійність роботи кривошипних пресів суттєво впливають параметри системи керування пневмоприводом.

3. Виявлено підвищену витрату електроенергії на приводі, що пояснюється недостатньою якістю виготовлення та експлуатації.

3. Розмір технологічної роботи перебуває у межах енергетичних можливостей преса при заданому коефіцієнті використання ходів.

4. Виявлено значні коливання тиску в ресивері преса, яке під час штампування опускається нижче 4,5 атмосфер і повільно відновлюється, що пояснюється малим перетином трубопроводів, що підводять.

5. Справжні кутові швидкості маховика занижені проти розрахункових на 5%.

6. Несинхронна робота муфти та гальма зумовлена, з одного боку, недосконалою конструкцією пневматичних розподільників муфти та гальма, а з іншого – прагненням отримувати необхідні випередження та попередження конструктивними елементами без застосування спеціальних засобів.

7. Одержані результати можуть бути рекомендовані для використання на машинобудівних підприємствах галузі.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Курсове проектування: навч. посібник / О.В. Явтушенко, А.В. Глебенко, Т.О. Васильченко. – Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2012. – 436 с.

2 Кузнечно- штамповочное оборудование.Прессы. Живов Л.И., Овчинников А.Г. ,- 2-е изд., перераб. и доп.- Киев : Вища школа .1981.- 376с

3. Кузнечно – штамповочное оборудование :Учебник для машиностроительных вузов /А.Н. Банкетов , Ю.А.Бочаров ,Н.С. Добринский и др .;Под редакцией А.Н. Банкетова, Е.Н. Ланского, 2- е изд., перер. и доп.- М.: Машиностроение , 1982 .- 576 с.

4. Кривошипний прес : пат. 2146197 Рос. Федерация : МПК В30 В1/26,, В30 В 15/04, В30 В 15/28// А.Т. Краснослободцев, В.В. Аверин, В.И. Балаганский, А.Т. Ачкасов; № 98101538102 ; заявл. 29.01.98 ; опубл. 10.03.00, Бюл. № 7

5. Система управления прессом : АС 791556 : МПК В 30 В15/20// В.П. Перевертов, В.А. Поникаров, А.В. Сафонов, Е.М. Маркушин и др. - №2743178/25-27; заявл. 07.30.79; опубл. 30.12.80, Бюл. № 48.

6. Крук А.Т. Разработка конструкции и методики проектирования тяжелых кривошипных горячештамповочных прессов: автореф. дис. на соискание науч. степени к.т.н.:спец.05.03.05 «Процессы и машины обработки давлением»/ Крук Александр Тимофеевич; Воронеж; ВГУ. – Воронеж, 2000. – 20с.

7. Богданов Э.Ф., Носков В.А. Фрейнд А.И. Об оптимизации параметров электропривода кривошипных горячештамповочных прессов // Кузнечно-штамповочное производство.- 1983.- № 5.- С. 22-23.

8. Сафонов А.В. Взаимодействие силовых и энергетических параметров кузнечно-штамповочных машин на ходе деформирования // Кузнечно-штамповочное производство. 1991. №8. с. 24-25.

9. Сафонов А.В. Определение необходимого запаса энергии прессы на основе графика технологических нагрузок по ходу ползуна // Кузнечно-штамповочное производство. 1997. №10. с.32-34.

10. Типовая методика испытаний состояния и работоспособности кузнечно-прессового оборудования и его элементов в процессе длительного хранения в условиях консервации / В.В. Ковалев. Воронеж АО "ЭНИКМАШ", 1993 - .19 с.

11. Демин Е.А. Исследование возможностей улучшения энергетических показателей и динамических характеристик главного электропривода кривошипных кузнечно-прессовых машин. - Львов, 1982 г. - 76 стр.,

12. Богданов Э.Ф. Исследование главного электропривода тяжелых кривошипных прессов с регулированием частоты вращения электродвигателя.- Моск.: высш. техн. училище, 1983 г. - 192 стр.

13. Богданов Э.Ф., Пожидаев Н.Н, Исследование автоматизированного электропривода кривошипного листоштамповочного прессы //Труды МВТУ.- 1983,- № 389.- С. 63-88.

14. Иванов Ю.В. Снижение уровня аэродинамического шума пневмомеханизма системы управления кривошипным прессом: автореф. дис. на соискание науч. степени к.т.н.: спец.05.03.05 «Процессы и машины обработки давлением»/ Юрий Васильевич Иванов, Ижевск, ИГУ. – Ижевск, 2006. – 21с.

15. Пневматическая система управления муфтой кривошипного горячештамповочного прессы: пат Украины МПК В21 В 23/00./Астафьев Е.В., Шарипов, Кашин В.М. - № 2239562; заявл. 10.11.2002; опубл.10.11.2004, БИ 18.

16. Штамповый набор: А.С. 1694301 СССР, МКИ В 21 J 13/02, В 30 В 15/02/ А.Л. Макрушин, В.В. Лаврусенко, Е.Е. Катаев и др. – № 4762070/27; заявл.27.11.89; опубл. 30.11.91, Бюл.№ 44.

17. Проектування та розрахунок кривошипних пресів. Навчальний посібник. / А.В. Явтушенко - Запоріжжя: вид-во ЗНТУ, 2006.-301 с.
18. Разработка математической модели и программного обеспечения для расчета универсальных упругих поворотных компенсаторов / О. А. Тузенко [и др.] // Университетская наука-2011 : в 3 т. : тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. (Мариуполь, 17-19 мая 2011 г.) / ПГТУ. – Мариуполь, 2011. – Т. 3. – С. 28–29.
19. Купчик М.П. та інші. Основи охорони праці. – К.: Основа, 200. - 416с.
20. Геврик Е.О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – К.:Ельга, Ніка-центр. 2003. – 280с.
21. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Підручник.-Львів.: Афіша, 2003. – 320с.
22. Гадзюк М.П., Желібо Е.П., Халімовський М.О. Основи охорони праці: Підручник для студентів вищих навчальних закладів. Зав. ред. Гадзюк М.П. – К.: Каравелла, 2003. – 408с.
23. Магістерська робота. Методичні вказівки до підготовки випускної кваліфікаційної роботи магістра для студентів ЗДІА спеціальності 133 “Галузеве машинобудування”, ОПП – «Металургійне обладнання», рівень вищої освіти - магістр / Укл.: Огінський Й.К., Таратута К.В., Шевченко І.А., Ковязін О.С., Васильченко Т.О.– Запоріжжя, 2018. – 76с
24. Единые правила выполнения конструкторской документации в вузе/ Сост.: А.Я.Жук, Н.К.Желябина.- Запорожье, ЗГИА, 2002.- 124с



## СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№ з/п	Найменування	Формат	Кількість
1	Прес кривошипний гаряче штампувальний Вид загальний	A1	2
2	Муфта	A1	1
3	Деталювання	A1	1
4	Експериментальна частина. Лист 1	A1	1
5	Експериментальна частина. Лист 2	A1	1

## **ДОДАТКИ**