Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні
(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему Удосконлення конструкції механізму регулювання ходу повзуна кривошипного пресу

Виконав: студент групи 6.1331

Павленчук Я.І.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Керівник Васильченко Т.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2025 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти бакалавр

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Спеціалізація
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

_____

“____”_____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи бакалавра

Павленчука Ярослава Ігоровича
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема бакалаврської роботи: Удосконлення конструкції механізму регулювання ходу повзуна кривошипного пресу
.керівник бакалаврської роботи доц. Васильченко Т.О. .
затверджені наказом вищого навчального закладу від “27“ грудня 2024 року № 2031-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 14 червня 2025 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-економічні показники роботи прокатного цеху .
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації .
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): 1. Прес двокривошипний відкритий зусвиллям 1,6МН.Вид загальний – 2А1; 2.Механізм регулювання закритої висоти - 1А1; 3.Черв’як – 1А2; 4. Шестерня – 1А2.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Васильченко Т.О., доцент		
2	Васильченко Т.О., доцент		
3	Васильченко Т.О., доцент		
4	Васильченко Т.О., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проєктування	13.05.2025–20.05.2025	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проєктування	21.05.2025 – 27.05.2025	
3	Виконання теоретичної частини проєкту	26.05.2025 – 29.05.2025	
4	Виконання графічної частини проєкту	30.05.2025 – 05.06.2025	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	06.06.2025 – 10.06.2025	
6	Перевірка проєкту консультантами	11.06.2025 – 13.06.2025	
7	Попередній захист проєкту	14.06.2025	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент _____ Я.І. Павленчук
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник бакалаврської роботи _____ Т.О. Васильченко
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Павленчук Я.І. Удосконлення конструкції механізму регулювання ходу повзуна кривошипного пресу.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавр за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, керівник Т.О. Васильченко. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2025.

Робота присвячена дослідженню та удосконаленню конструкції механізму регулювання ходу повзуна кривошипного преса. Проведено аналіз існуючої конструкції, виявлено основні недоліки та запропоновано технічні рішення щодо їх усунення. Розроблена нова конструкція механізму, що включає застосування черв'ячного приводу з вдосконаленою системою фіксації положення. Проведено розрахунки міцності та експлуатаційної надійності оновленої конструкції. Запропоновані заходи спрямовані на підвищення ефективності роботи преса, зменшення часу налагодження та підвищення рівня безпеки виробничого процесу. Результати роботи можуть бути використані для модернізації аналогічного обладнання на промислових підприємствах.

Ключові слова: КРИВОШИПНИЙ ПРЕС, ПОВЗУН, РЕГУЛЮВАННЯ ХОДУ, ЧЕРВ'ЯЧНИЙ МЕХАНІЗМ, УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ, НАДІЙНІСТЬ, БЕЗПЕКА.

ABSTRACT

Pavlenchyk Ya.I. Improvement of the design of the crank press slider stroke adjustment mechanism.

Qualifying thesis for obtaining a bachelor's degree in higher education, specialty 133 - Industrial engineering, adviser T.O. Vasilchenko. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2025.

The thesis is dedicated to the study and improvement of the stroke adjustment mechanism of the ram in the crank press. An analysis of the existing design was conducted, identifying key shortcomings and proposing technical solutions to address them. A new mechanism design was developed, incorporating a worm gear drive with an improved position locking system. Strength and operational reliability calculations of the updated design were performed. The proposed measures aim to increase the press efficiency, reduce setup time, and improve the safety level of the manufacturing process. The results of the work can be applied to modernize similar equipment at industrial enterprises.

Keywords: CRANK PRESS, RAM, STROKE ADJUSTMENT, WORM GEAR MECHANISM, DESIGN IMPROVEMENT, RELIABILITY, SAFETY.

ЗМІСТ

ВСТУП 8
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА 9
1.1 Характеристика листоштампувального цеху та класифікація обладнання цеху 9
1.2 Призначення та область застосування пресу 11
1.3 Принцип дії та технічна характеристика пресу 12
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА 16
2.1 Аналіз конструкцій механізмів для регулювання ходу повзуна кривошипних пресів 16
2.1.1 Механічні механізми регулювання ходу повзуна 16
2.1.2 Гідравлічні механізми регулювання 18
2.1.3 Електромеханічні механізми регулювання 18
2.2 Порівняльний аналіз та рекомендації щодо вибору механізму регулювання 19
Таблиця 2.1 Порівняльний аналіз та рекомендації щодо вибору механізму регулювання 19
2.3 Модернізація механізму регулювання ходу повзуна 21
2.4 Синтез та кінематичний аналіз головного виконавчого механізму 25
2.5 Статика головного виконавчого механізму 31
2.6 Допустимі зусилля по міцності головного вала 34
2.7. Допустимі зусилля по міцності зубчастої передачі 38
2.8 Енергетика преса 44
2.8.1 Графік зусилля деформації 44
2.8.2 Жорсткість преса 45
2.8.3 Витрати енергії на робочий хід 46
2.8.4 Витрати енергії на включення муфти 47
2.8 .5 Витрати енергії на холості переміщення 48
2.8.6 Визначення потужності двигуна 48

2.8.7 Розрахунки моменту інерції маховика 50
2.8.8 Розрахунки ККД циклу й робочого ходу 52
3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА 54
3.1 Налагодження механізму регулювання ходу повзуна кривошипного преса зусиллям 1,6 МН 54
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА 62
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища 62
4.3 Технічні рішення по гігієні праці і виробничій санітарії 67
4.4 Заходи пожежної безпеки 69
ВИСНОВКИ 71
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ 72
ДОДАТКИ 75

ВСТУП

Кривошипні преси займають одне з провідних місць серед штампувального обладнання, що широко використовується в машинобудуванні, металургії та суміжних галузях промисловості. Вони призначені для виконання різноманітних технологічних операцій, таких як пробивання, штампування, гнуття, витяжка тощо. Ефективність та універсальність роботи преса значною мірою визначається можливістю регулювання ходу повзуна, що забезпечує адаптацію обладнання до конкретного технологічного процесу та конструктивних особливостей штампового інструменту.

Механізм регулювання ходу повзуна відіграє важливу роль у забезпеченні точності позиціонування, безпеки роботи та зниженні навантажень на елементи преса. Від ефективності його роботи залежить не лише якість готової продукції, а й довговічність обладнання, економічність та технологічна гнучкість виробництва. Проте в умовах інтенсивної експлуатації кривошипних пресів типові механізми регулювання часто виявляють низку недоліків: обмежений діапазон регулювання, низьку точність налаштувань, знижену зносостійкість або складність обслуговування.

У зв'язку з цим виникає актуальна інженерна задача — удосконалення конструкції механізму регулювання ходу повзуна з метою підвищення його експлуатаційної надійності, точності налаштувань та ресурсу роботи. Реалізація технічно обґрунтованих змін дозволить оптимізувати роботу кривошипного преса, зменшити витрати на ремонт і обслуговування, а також забезпечити стабільну якість продукції на тривалому проміжку часу.

Метою даної випускної кваліфікаційної роботи є розробка удосконаленої конструкції механізму регулювання ходу повзуна кривошипного преса, яка дозволить усунути виявлені недоліки, забезпечити стабільну роботу обладнання та підвищити ефективність його використання у виробничих умовах.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Характеристика листоштампувального цеху та класифікація обладнання цеху

Призначення листоштампувального цеху полягає у виробництві деталей дрібного штампування. . На заводі крім розглядаємого цеху, також передбачена наявність цехів середньої й крупної штамповки. Цех дрібного листового штампування передбачає наявність дрібного виробничого обладнання зусиллям до 1000 кн, але оскільки, в окремих випадках, виникає необхідність штампування нестандартних виробів, або виконання трудомістких операцій потребуючих значно більших зусиль, у листоштампувальному цеху передбачені преса зусиллям 1600 і 2500 кн.

У цеху, як уже згадувалося вище, проводиться продукція невеликих розмірів. Номенклатура становить 193 найменування деталей . Марки сталей, застосовуваних у процесі виробництва різноманітні – від простих сталей до легованих інструментальних. Тип виробництва – крупносерійне штампувальне виробництво.

Оскільки листоштампувальний цех розміщається в блоці цехів, до складу якого також входять цеху: заготівельний, ремонтний, цех середнього й великого штампування, то допоміжні відділення в цеху не передбачені. Основні відділення складаються зі штампувальних прольотів, під'їзних колій і підсобних приміщень. У цеху передбачене тільки мінімально-необхідне допоміжне устаткування для здійснення силами цеху дрібного й потокового ремонту.

Вантажопотоки в цеху розраховані з обліком найбільшого преса. Під'їзні колії забезпечують зручний доступ до робочих місць для перевезення/підвезення готових виробів/заготовок.

Виробниче обладнання цеху представлено групами підйомно-транспортного, обладнання, пресового та засобами автоматизації та автоматичними комплексами.

Пресове хозяйство цеху представлене кривошипними листоштампувальними пресами та автоматичними комплексами – табл.1.1.

Таблиця 1.1 – Перелік і кількість штампувального встаткування

Наименування	Модель	Номинал. зусилля,кН	Потужність кВт	Кількість
Прес	КЕ 2130А	1000	7,8	1
Прес	КД 2330	1000	7,8	1
Прес	К 2130	1000	7,8	1
Прес	КА 2130	1000	7,8	2
Прес	КЕ 2130	1000	7,8	1
Прес	К 2128	1000	6,5	2
Прес	КД 2128	1000	6,5	2
Автоматич. комплекс	К.18.073	1000	7,8	1
Автоматич. комплекс	К.18.001	1000	7,8	1
Автоматич. комплекс	К.05.000	1000	7,8	1
Автомат листоштамп.	АА 6230	1000	15	1
Прес	КВ 2132	1600	19	2
Унів.гиб.автомат	МАГ 005	1600	28	1
Прес	КА 3132 А	1600	18	2
Прес	КИ 2534	2500	32	1
Разом				20

Підйомно-транспортне устаткування цеху представлене електромостовими кранами крани. У прольоті крани розташовуються через кожні 60-80 метрів. Оскільки довжина прольоту не перевищує 100 метрів застосовані по два крани в прольоті. Вантажопідйомність крана обрана виходячи з найбільшого вантажу, який необхідно підняти (штамп, тара із заготовками). У цеху дрібного штампування передбачено два прольоти. У першому стоять преса меншого зусилля, тому й кран о для нього із зусиллям головного гака 100 кн,. і допоміжного 50 кн. У другому прольоті стоять автоматичні лінії й великі преса, на цьому прольоті функціонують два електромостові крани із зусиллям головного гака 200 кн, і допоміжного гака 50 кн.

Обов'язковим пунктом у сучаснім машинобудуванні є питання автоматизації й механізації. У цеху застосовані багатопозиційні прес-автомати (див. табл. 1.1), механізовані подачі (кліщова, волковая, клинороликовая подача), автоматизовані лінії.

1.2 Призначення та область застосування пресу

Група кривошипних пресів простої дії включає найбільшу кількість типів машин по технологічнім призначенню. Розрізнюючись 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.

Універсальні листоштамповочные преси простої дії призначені для виконання операцій вирубки, неглибокої витяжки, гнуття й ін. Їх конструкції можуть бути одностоечними відкритого типу й двухстоечними відкритого і закритого типу.

Прес універсальний, двухкривошипный, відкритий, простої дії з номінальним зусиллям 1,6 МН. Тому що прес універсальний

листоштамповочный, на ньому можна виконувати всі листоштампувальні операції.

1.3 Принцип дії та технічна характеристика пресу

Принцип дії кривошипного пресу заснован на перетворенні обертального руху електродвигуна у зворотньо-поступальний рух робочого органа – повзуна- із закріпленим на ньому деформуючим інструментом за допомогою кривошипно-шатунного механізму.

Кривошипний прес складається з 5 основних систем: приводу, системи включення, головного виконавчого механізму, системи керування та допоміжних механізмів.

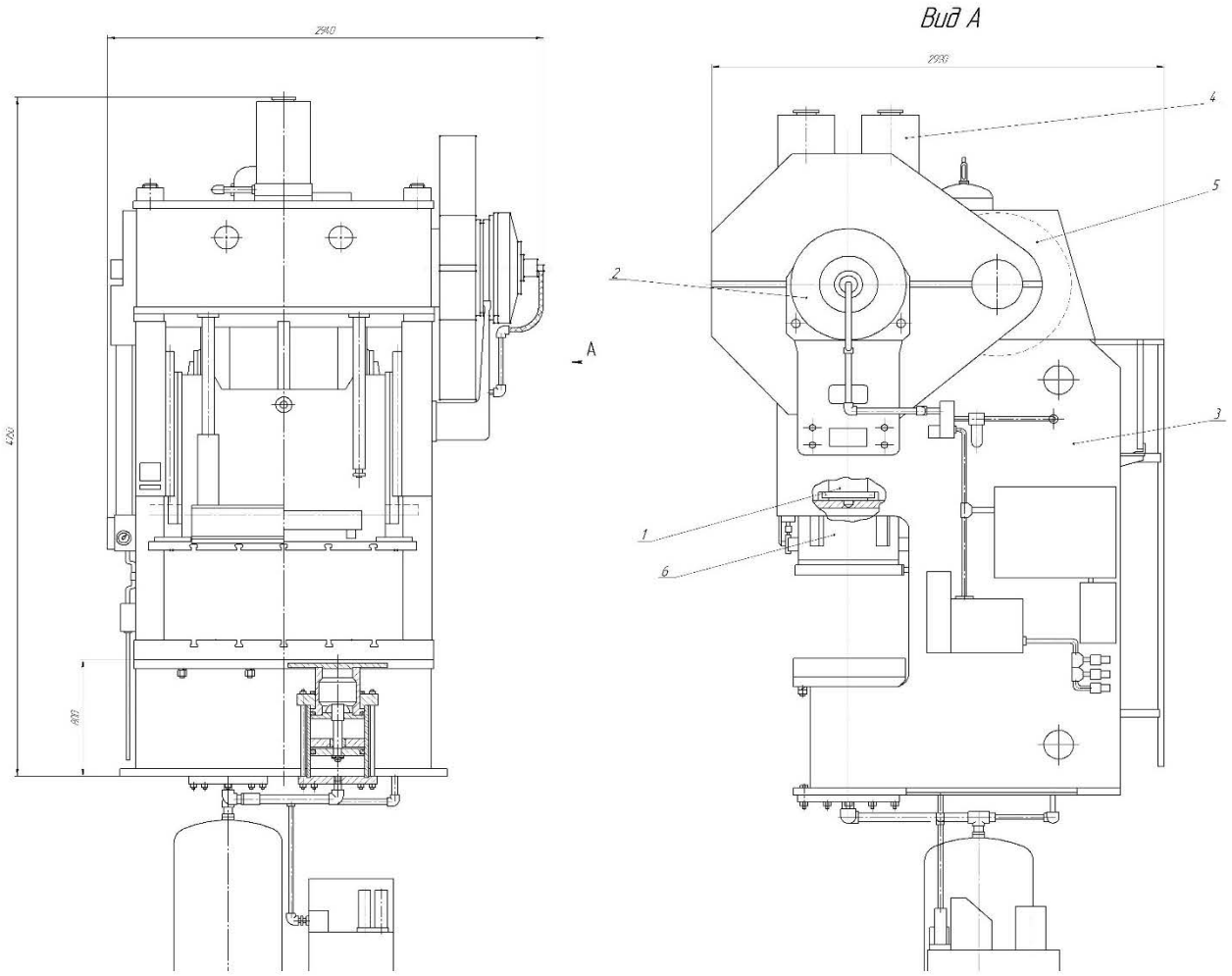
Загальний вигляд листоштампувального універсального двокривошипного пресу представлено на рис. 1.1. та 1.2.

Особливістю усіх кривошипних пресів є наявність маховичного приводу, який накопичує енергію і потім віддає її головному виконавчому механізму (ГВМ) під час робочого руху. Привод складається з електродвигуна, клинопасової передачі, маховика та зубчастої передачі.

Основними вузлами системи включення є муфта та гальма, які забезпечують періодичне змикання – розмикання ведучих та ведених частин пресу для здійснення робочого руху.

Головний виконавчий механізм складається з головного кривошипного валу, шатуна та повзуна. Для регулювання закритої висоти штампового простору в системі шатун-повзун передбачено механіз регулювання закритої висоти.

Повзуни листоштампувальних двох- і чотирьохкривошипних пресів, як правило, навантажуються невисоким питомим зусиллям (p_{max} менш 20 МПа). Їх виготовляють звичайно звареними коробчастого типу. Силовий пояс повзуна проходить по периметрі, посиленому подовжніми і поперечними ребрами.



1-шатун, 2 – муфта, 3 – станина, 4 – врівноваджувач, 5 – маховик, 6 – повзун

Рисунок 1.1 – Загальний вид універсального відкритого двокривошипного листоштампувального пресу



Рисунок 1.2- Прес листоштампувальний

Точність преміщення повзуна вздовж спрямовуючих додатково забезпечується системою врівноваження. До повзуна кріпиться деформуючий інструмент – а саме верхня частина штампу. Нижня частина штампу кріпиться до столу пресу. При здійсненні робочого руху листова заготівка, що

розміщується між верхньою та нижньою частинами штампу деформується на набуває конфігурацію, що відповідає внутрішній поверхні штампу.

Для полегшення процесу виймання готового виробу зі штампу в столі преса передбачений нижній виштовхувач

Технічну характеристику преса наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2- Технічна характеристика преса

Найменування параметрів		Величина
Номінальне зусилля преса, кН		1600
Число ходів повзуна у хвилину		40±1
Хід повзуна, мм		250
Відстань між столом і повзуном у його крайньому верхньому положенні при верхньому положенні регулювання, мм		750±5
Регулювання відстані між столом і повзуном, мм		200±2
Розміри стола	Ліворуч – праворуч, мм	2000±2
	Попереду – назад, мм	750±1
Розміри повзуна	Ліворуч – праворуч, мм	1800±2
	Попереду – назад, мм	710±1
Товщина подштамповой плити, мм		140±1
Відстань від осі повзуна до станини, мм		400±2
Зусилля пневматичних подушок, кН		200
Електродвигун привода	Тип	4АС200М6В3
	Потужність, кВт	22
	Частота обертання, про/хв	910
Електродвигун регулювання ЗВ	Тип	УА100L6В3
	Потужність, кВт	2,2
	Частота обертання, про/хв	950
Габарити преса	Ліворуч – праворуч, мм	2940±10
	Попереду – назад, мм	2990±10
	Висота над рівнем підлоги, мм	4750±10

Кінематична схема пресу представлена на рис.1.3

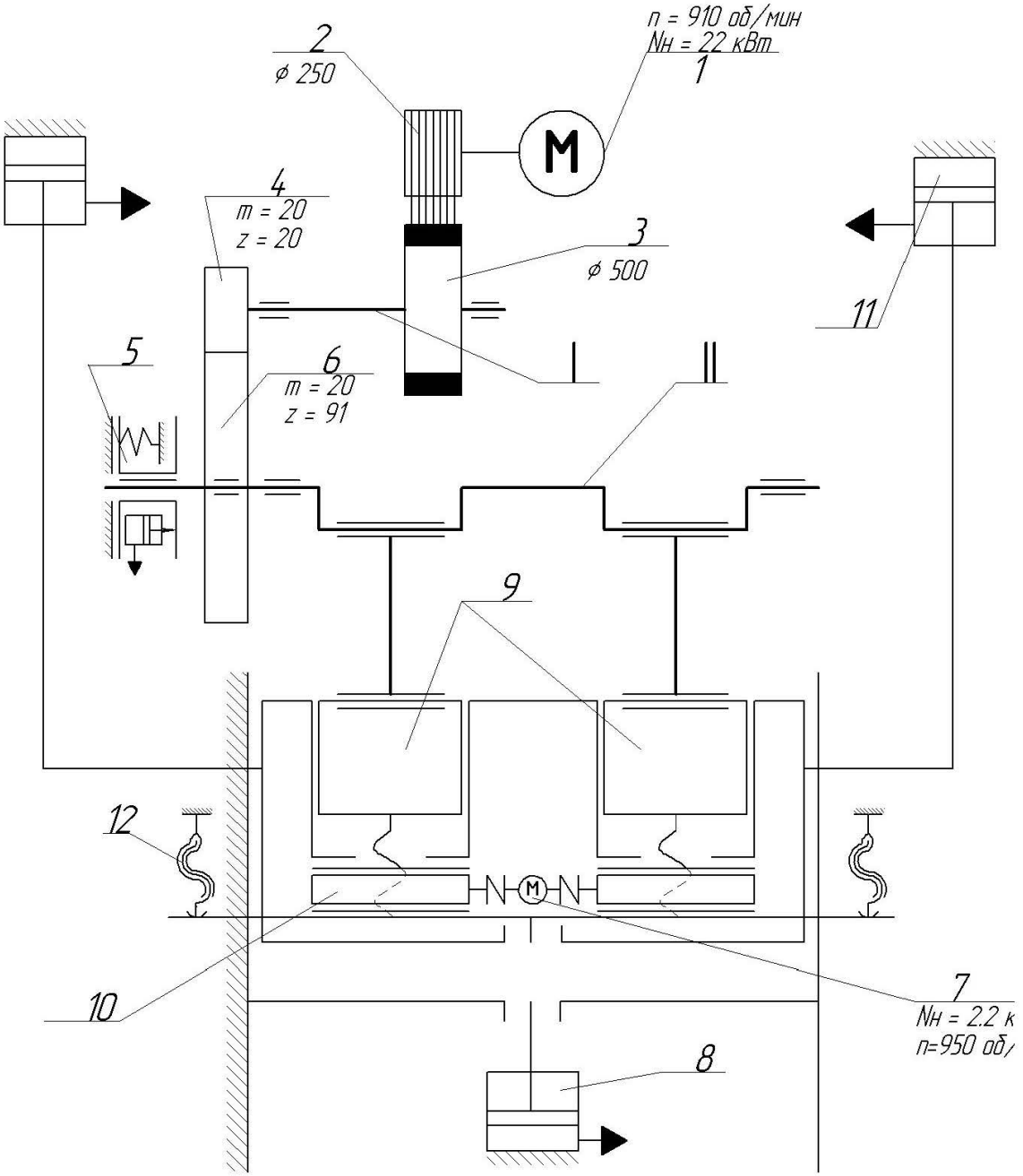


Рисунок 1.3 – Кінематична схема пресу

Електродвигун 1 передає рушійний момент шківу 2, який через клинопасову передачу передає його на маховик 3. При включенні муфти 5, маховик передає накопичену енергію через зубчасту передачу головному валу.

Головний вал через шатун 9 передає рух повзуну 10. У повзуні є механізм регулювання закритої висоти 7 і механізм верхнього виштовхувача 12. До повзуна, так само, кріпиться урівноважувач 11. У столі преса встановлений нижній виштовхувач 8.

1.4 Аналіз конструктивних особливостей та недоліків конструкцій обладнання

1. Переважна більшість кривошипних пресів працює в режимі одинарних ходів, тобто в такому, коли періодично відбувається зупинка та включення ведених частин приводу від головного виконавчого механізму. Специфічність умов роботи системи включення призводить до швидкого зношування її основних елементів – фрикційних муфт та гальм.

2. На ділянці кривошипних листоштампувальних пресів основною причиною відмов є відмови клино-пасової передачі, пов'язані з руйнуванням обмоточної тканини та корда, що відбувається внаслідок ковзання ременів відносно шківів, особливо при недостатньому початковому натязі.

3. Недоліком роботи автоматичних комплексів є недосконаліть конструкцій жорстко-зблокованих муфт, які мають схильність до заклинювання поворотних елементів. Ускладнена робота пресів в наладочному режимі.

4. Механізми регулювання ходу повзуна здійснюється в досить вузькому діапазоні, що обмежує універсальність застосування преса; при використанні механічних гвинтових або клинових систем виникають люфти, які ускладнюють точне налаштування. В процесі експлуатації зношуються поверхні регулювальних елементів, що призводить до зниження точності положення повзуна.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Аналіз конструкцій механізмів для регулювання ходу повзуна кривошипних пресів

Кривошипні преси є одним із найпоширеніших видів штампувального обладнання, що широко застосовуються у машинобудуванні, металообробці та інших галузях промисловості. Основним робочим органом преса є повзун, який рухається по направляючих під дією кривошипно-шатунного механізму. Хід повзуна визначає глибину та характер деформації заготовки під час штампування.

Механізм регулювання ходу повзуна забезпечує зміну величини цього ходу для адаптації преса до різних технологічних операцій і видів штампового інструменту. Від точності та надійності роботи цього механізму залежить якість продукції, довговічність обладнання та безпека виробничого процесу.

За принципом дії механізми регулювання ходу повзуна кривошипних пресів поділяються на наступні основні типи:

- Механічні (гвинтові, клинові, ексцентрикові);
- Гідравлічні;
- Електромеханічні.

Далі будуть роззглянені детальніше кожен тип, аналізуючи їх конструктивні особливості, переваги та недоліки.

2.1.1 Механічні механізми регулювання ходу повзуна

Гвинтовий механізм є одним із найбільш поширених типів регулювання ходу повзуна. Він складається з гвинта, гайки, контргайок і елементів фіксації положення. Регулювання ходу здійснюється поворотом гвинта, який переміщує повзун або змінює положення опорних деталей.

Переваги

- Відносна простота конструкції;

- Надійність та довговічність при правильному обслуговуванні;
- Можливість ручного регулювання з високою точністю.

Недоліки

- Поява люфтів у гвинтовій парі внаслідок зносу;
- Обмежений діапазон регулювання;
- Висока трудомісткість налаштування в умовах цеху;
- Відсутність автоматизації.

Клиновий механізм регулювання ходу використовує клин, який, переміщуючись, змінює висоту положення повзуна або проміжних опор. Клин притискається до напрямних або опор за допомогою гвинта або важеля.

Переваги

- Висока жорсткість конструкції;
- Простота та надійність;
- Відсутність складних рухомих деталей.

Недоліки

- Високі контактні навантаження на поверхні клина та напрямних, що призводить до зносу;
- Складність точного позиціювання;
- Погане самофіксування при вібраціях;
- Обмежена плавність регулювання.

Ексцентриковий механізм регулювання забезпечує зміну ходу повзуна за рахунок повороту ексцентрика, який зсуває повзун у вертикальній площині. Часто застосовується в пресах, де необхідно швидке переналаштування.

Переваги

- Можливість швидкого регулювання;
- Відсутність складних передач;
- Компактність вузла.

Недоліки

- Обмежений діапазон регулювання;
- Складність балансування та підвищені вібрації;

- Підвищене навантаження на підшипники.

2.1.2 Гідравлічні механізми регулювання

Гідравлічні системи використовують гідроциліндри для зміни положення повзуна або проміжних опор. Регулювання здійснюється за рахунок зміни тиску і об'єму робочої рідини.

Переваги

- Можливість плавного і точного регулювання;
- Висока сила регулювання при невеликих габаритах;
- Легкість автоматизації.

Недоліки

- Потреба у високоякісному обслуговуванні;
- Чутливість до витоків і забруднень робочої рідини;
- Вартість і складність конструкції.

2.1.3 Електромеханічні механізми регулювання

Електромеханічні системи регулювання базуються на використанні електродвигунів з редукторами (часто сервоприводів) і датчиків положення. Управління може бути ручним або автоматизованим.

Переваги

- Висока точність і швидкість переналагодження;
- Можливість інтеграції з автоматизованими системами управління;
- Зручність експлуатації.

Недоліки

- Складність і висока вартість системи;
- Потреба в електроживленні і кваліфікованому обслуговуванні;
- Можливість виходу з ладу електроніки.

2.2 Порівняльний аналіз та рекомендації щодо вибору механізму регулювання

В таблиці 2.1 наведено механізмів регулювання ходу повзуна кривошипних пресів

Проведений аналіз показав, що кожен тип механізму регулювання ходу повзуна має свої переваги та недоліки, які потрібно враховувати при виборі або удосконаленні конструкції. Важливими критеріями є точність, швидкість переналагодження, надійність, зносостійкість та рівень автоматизації. Розробка вдосконаленого механізму повинна враховувати особливості виробничого процесу, технічні можливості підприємства та економічну доцільність впровадження.Всі рекомендації наведені в таблиці 2.1 та 2.2.

Таблиця 2.1 Порівняльний аналіз та рекомендації щодо вибору механізму регулювання

Тип механізму	Точність регулювання	Надійність	Швидкість переналаштування	Вартість	Рівень автоматизації
Гвинтовий	Середня	Висока	Низька	Низька	Низький
Клиновий	Низька	Висока	Середня	Низька	Низький
Ексцентриковий	Середня	Середня	Висока	Середня	Низький
Гідравлічний	Висока	Середня	Середня	Висока	Середній
Електромеханічний	Висока	Середня	Висока	Висока	Високий

Таблиця 2.2 - Порівнянням типових конструкцій механізмів регулювання ходу повзуна кривошипного преса, їх основних вад і потенційних напрямків удосконалення:

№	Тип механізму регулювання	Основні вади конструкції	Наслідки / проблеми	Потенційні напрямки удосконалення
1	Гвинтовий механізм регулювання (з контргайками)	- Люфти через знос гвинтових пар- Неавтоматизоване регулювання- Обмежений діапазон- Висока трудомісткість обслуговування	- Зниження точності ходу- Необхідність зупинки преса- Витрати часу на переналадку	- Встановлення кулько-гвинтової пари (КГП)- Автоматизація регулювання- Впровадження індикації положення повзуна
2	Клиновий механізм регулювання	- Високі контактні навантаження- Нерівномірність переміщення- Погане самофіксування	- Знос поверхонь клинів- Ускладнене точне регулювання- Часте технічне обслуговування	- Застосування гідроклинів- Використання напрямних з антифрикційним покриттям- Введення механізму попереднього натягу
3	Гідравлічний регулювальний пристрій	- Чутливість до витоків- Високі вимоги до герметичності- Дорожнеча обслуговування	- Нестабільна робота при падінні тиску- Ускладнення конструкції- Потреба в фільтрації масла	- Оптимізація гідросхеми (акумулятори, датчики тиску)- Використання комбінованої системи (гідро+механіка)
4	Механізм із ексцентриком	- Обмежене регулювання- Значне навантаження на підшипники- Складне балансування	- Вібрації- Знос механізму- Зниження точності ходу	- Удосконалення ексцентрикового вузла- Впровадження системи балансування- Динамічне регулювання ексцентриситету
5	Електромеханічна система з мотор-редуктором	- Повільна робота- Високі навантаження на передачу- Не завжди достатня точність	- Затримки при переналадці- Накопичення люфтів- Зниження продуктивності	- Встановлення сервоприводів- Впровадження системи ЧПК (числового програмного керування)- Використання датчиків зворотного зв’язку

З урахуванням сучасних вимог до гнучкості та ефективності виробництва, рекомендується впровадження електромеханічних або гідравлічних механізмів регулювання з автоматизованим керуванням. Проте для цехів із обмеженим бюджетом та невеликим обсягом переналаштувань актуальними залишаються модернізовані гвинтові або клинові механізми.

Більшість існуючих конструкцій механізмів регулювання ходу повзуна мають обмеження щодо точності, швидкості переналадки та зносостійкості. Перспективним напрямком є модернізація з використанням автоматизованих електромеханічних або гідромеханічних систем із сенсорною індикацією і цифровим управлінням.

2.3 Модернізація механізму регулювання ходу повзуна

Зміна максимального ходу повзуна виконується при зміні типу технологічної операції для більш раціонального використання можливостей преса і поліпшення умов його роботи. Незалежно від конструктивного виконання механізм містить ексцентрикову втулку, що повертається щодо ексцентрика вала на визначений кут (рис. 2.1). Розходження механізмів складається тільки в способі обертання і фіксації втулки.

Хід повзуна $S_п$ для будь-якого положення втулки визначається по формулі

$$S_n = 2\sqrt{R^2 + r^2 - 2Rr\cos\frac{360z}{n}}, \qquad (2.1)$$

де R – радіус кривошипа;

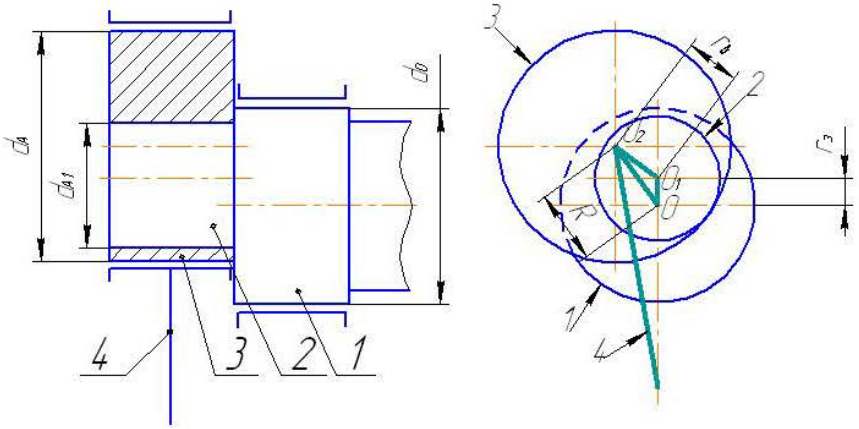
r – ексцентриситет (радіус) ексцентрикової втулки;

n – число положень втулки щодо кривошипа, тобто число положень регулювання;

z – задане положення втулки, рівне від нуля до n , причому за нульове положення приймається положення втулки, що відповідає найменшому ходу повзуна.

Значення R і r визначаються при заданих стандартом максимальному S_{max} і мінімальному S_{min} ході повзуна

$$R = \frac{S_{max} + S_{min}}{4}; \qquad r = \frac{S_{max} - S_{min}}{4}. \tag{2.2}$$



1 – шатун; *2* – вкладиш шатуна; *3* – ексцентрикова втулка; *O* – центр обертання кривошипного вала; O_1 – центр кривошипа; O_2 – центр ексцентрикової втулки

Рисунок 2.1 - Схема пристрою для регулювання ходу повзуна

Пропонована модернізація спрямована на спрощення конструкції механізму та підвищення його надійності.

‘Удосконалення конструкції механізму регулювання ходу повзуна кривошипного преса досягається завдяки впровадженню нової кінематичної схеми, в якій привід ексцентрикової втулки виконано у вигляді черв’ячної передачі. Основною особливістю конструкції є те, що черв’як (поз. 5), встановлений на боковій поверхні ексцентрикового блока (поз. 1), взаємодіє з віссю сателіта (поз. 7) через конічну передачу (поз. 6). Додатково передбачено

можливість тимчасового з'єднання з сателітом (поз. 8) за допомогою зубчастої півмуфти (поз. 9), яка приводиться в дію силовим пневмоциліндром (поз. 13).

Таке конструктивне рішення дозволяє досягти постійного зчеплення черв'яка (поз. 5) з ексцентриковою втулкою (поз. 4), що забезпечує високу точність регулювання ходу повзуна та надійну фіксацію механізму у заданому положенні. У результаті усувається необхідність у осьовому переміщенні осі сателіта (поз. 7), що суттєво спрощує конструкцію і підвищує її надійність.

Конструкція механізму включає ексцентриковий блок (поз. 1) приводного вала, який розміщується в підшипниках ковзання станини (поз. 2). Шатун (поз. 3) з'єднаний з ексцентриковим валом через ексцентрикову втулку (поз. 4), яка має зубчастий вінець черв'ячного колеса. У зачепленні з втулкою знаходиться черв'як (поз. 5), що закріплений на боковій поверхні ексцентрикового блока (поз. 1). Обертання з черв'яка через конічну передачу (поз. 6) передається на вісь (поз. 7), на якій змонтовано сателіт (поз. 8). Сателіт має внутрішній зубчастий вінець і обертається навколо своєї осі. На цій самій осі розташована зубчаста півмуфта (поз. 9), що з'єднана з поршнем пневмоциліндра (поз. 13) через штифти (поз. 12). Повітря до пневмоциліндра подається через спеціальну головку (поз. 14). У торці сателіта встановлено упорний підшипник (поз. 10) та пружини (поз. 11). Сателіт планетарного редуктора зчеплений з центральним колесом (поз. 15), яке, в свою чергу, через черв'як (поз. 17) з'єднується з допоміжним приводом. Для запобігання мимовільному обертанню осі сателіта передбачено стопорний виступ (поз. 18). Вал-шестерня (поз. 16) з'єднаний з центральним колесом (поз. 15) у планетарному механізмі.

Принцип дії механізму полягає в наступному. Для здійснення регулювання ходу повзуна до пневмоциліндра (поз. 13) подається стиснене повітря, що переміщує поршень. Поршень, долаючи зусилля пружин (поз. 11), зсуває зубчасту півмуфту (поз. 9), яка входить у шліцьове зачеплення з віссю (поз. 7) сателіта (поз. 8). Далі вмикається допоміжний електродвигун, який через черв'ячну передачу (поз. 17) обертає центральне колесо (поз. 15).

Останнє, обертаючи сателіт (поз. 8), передає обертання на вісь (поз. 7), яка через конічну передачу (поз. 6) приводить в рух черв'як (поз. 5), а той, у свою чергу, обертає ексцентрикову втулку (поз. 4), здійснюючи регулювання ходу повзуна. Після завершення регулювання подача повітря припиняється, пружини (поз. 11) повертають півмуфту (поз. 9) у початкове положення, і з'єднання з віссю (поз. 7) розривається. Ексцентрикова втулка (поз. 4) фіксується в заданому положенні за рахунок черв'яка (поз. 5), а вісь сателіта (поз. 7) утримується від повороту стопорним виступом (поз. 18). Під час регулювання ексцентриковий блок (поз. 1) фіксується гальмом преса.

Конструкція також передбачає режим налагоджувального переміщення повзуна, який забезпечується обертанням центрального колеса (поз. 15) від допоміжного електропривода через черв'як (поз. 17). У цьому режимі необхідно зафіксувати вал-шестерню (поз. 16), а гальмо ексцентрикового блока (поз. 1) має бути вимкнене.

Конструкція показана на рис. 2.2.

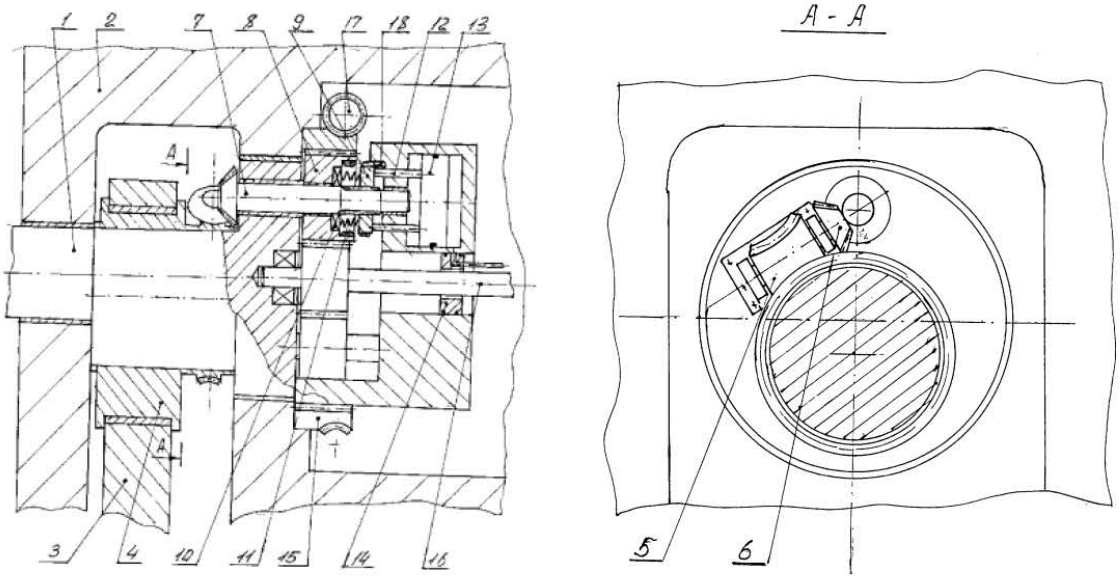


Рисунок 2.2 – Схема модернізованого механізму

Застосування описаного механізму дозволяє значно підвищити точність та стабільність регулювання ходу повзуна, спростити кінематичну схему, забезпечити надійну фіксацію вузлів, уникнути можливих відмов під час

переходу між режимами регулювання та налаштування. Така конструкція особливо ефективна для модернізації пресового обладнання, де важлива як точність, так і надійність у важких умовах експлуатації.

2.4 Синтез та кінематичний аналіз головного виконавчого механізму

Радіус кривошипа R аксіального механізму визначається по формулі:

$$R = S_n / 2 \tag{2.3}$$

де S_n – номінальний хід повзуна.

$$S_n = 250 \text{ мм}$$

$$R = S_n / 2 = 250 / 2 = 125 \text{ мм}$$

При виборі значення коефіцієнта шатуна λ слід керуватися наступними міркуваннями. Збільшення значення коефіцієнта λ приводить до збільшення прискорення повзуна й, отже, збільшенню динамічних сил. При цьому погіршуються силові умови роботи механізму: збільшується сила, що діє по шатуну, тиск на напрямні й крутний момент на кривошипному валу. Однак при збільшенні коефіцієнта λ знижується загальна довжина механізму, тобто габарит преса в напрямку осі руху повзуна. Тому для пресів з більшим ходом, особливо для листоштамповочных пресів із плунжерною підвіскою шатуна, доводиться ухвалювати верхні значення коефіцієнта, щоб зменшити габарити преса. Рекомендовані значення коефіцієнта шатуна λ наведені в табл. 2.1. [1]:

$\lambda = 0,085$

Довжина шатуна визначається по формулі:

$$L = \frac{R}{\lambda} \tag{2.4}$$

$$L = \frac{125}{0.085} = 1470.588 \quad мм$$

Переміщення, швидкість і прискорення повзуна дезаксиального підсумовуючого механізму (рис. 3.1) визначаються по формулах:

$$S = R\left[(1-\cos\alpha)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)+\varepsilon\sin\alpha\right], \tag{2.5}$$

$$V = \omega R\left(\sin\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha+\varepsilon\cos\alpha\right), \tag{2.6}$$

$$J = \omega^2 R(\cos\alpha+\lambda\cos 2\alpha-\varepsilon\sin\alpha). \tag{2.7}$$

де ω – кутова швидкість головного вала,

$$\omega = \frac{\pi n_н}{30};$$

$$\omega = \frac{3.14*40}{30} = 4.18 \quad c^{-1}$$

$n_н$ – номінальне число ходів повзуна у хвилину, що задається стандартом;

α – кут повороту кривошипа, вимірюваний від крайнього нижнього положення повзуна проти руху кривошипа.

Для аксіального механізму коефіцієнт ε= 0.

Для аксіального механізму крайні верхнє й нижнє положення повзуна досягаються при куті повороту вала α рівному 0 або 180^0, а максимальний хід повзуна становить $2R$.

Розрахунки кінематичних параметрів ГИМа роблять у діапазоні зміни кута α повороту головного вала від 0 до 90^0 із кроком 5 або 10^0. У пояснювальній записці приведена таблиця значень S, V і J - таблиця 2.3 і представлені графіки $S = f(\alpha)$, $V = f(\alpha)$ і $J = f(\alpha)$ – рис.2.4.

1). Переміщення повзуна при α = 0 буде рівно:

$$S = 0.125 * [(1 - \cos 0) + \frac{0.085}{4} * (1 - \cos 2 * 0)] = 0 \quad м$$

2). Швидкість повзуна при α = 0 буде рівна:

$$\vartheta = 0{,}125 * [\sin 0 + \frac{0.085}{2} * \sin 2 * 0] * 4.18 = 0 \quad м/с$$

3). Прискорення повзуна при α = 0 буде рівна:

$$j = 4.18^2 * 0.125 * (\cos 0 + 0.085 * \cos 2 * 0) = 2.36 \quad м/с^2$$

Прискорення повзуна при α = 90 буде рівна:

$$j = 4.18^2 * 0.125 * (\cos 90 + 0.085 * \cos 2 * 90) = -0.185 \quad м/с^2$$

Значення зазначених параметрів при інших значеннях кута повороту головного вала занесені до табл.2.3.

Таблиця 2.3 – Залежність переміщення, швидкості та прискорення від кута повороту головного вала

α. °	S, м	V, м/с	J, м/с^2
0	0	0	2,369694
5	0,000516	0,049395	2,358563
10	0,002059	0,098326	2,325318
15	0,004615	0,146336	2,270403
20	0,00816	0,192979	2,194547
25	0,01266	0,237829	2,098751
30	0,018075	0,280481	1,984265
35	0,024354	0,320561	1,852563
40	0,031439	0,357725	1,705316
45	0,039268	0,39167	1,544357
50	0,047769	0,422127	1,371643
55	0,056868	0,448874	1,189226
60	0,066484	0,471729	0,999203
65	0,076536	0,490557	0,80369
70	0,086939	0,505263	0,604777
75	0,097604	0,515799	0,404501
80	0,108446	0,522157	0,204808
85	0,119378	0,524368	0,007529
90	0,130313	0,5225	-0,18564
95	0,141167	0,516656	-0,37318
100	0,151858	0,506967	-0,5537
105	0,162309	0,493593	-0,72605
110	0,172444	0,476715	-0,8892
115	0,182191	0,456535	-1,04235
120	0,191484	0,433267	-1,18485
125	0,200262	0,40714	-1,31621
130	0,208466	0,378389	-1,43612
135	0,216045	0,347257	-1,54436
140	0,222951	0,313988	-1,64084
145	0,229142	0,278827	-1,72557
150	0,234581	0,242019	-1,79862
155	0,239237	0,203807	-1,86009
160	0,243083	0,164432	-1,91012
165	0,246097	0,12413	-1,94886
170	0,248261	0,083136	-1,97642
175	0,249565	0,041683	-1,99292
180	0,25	5,86E-17	-1,99841

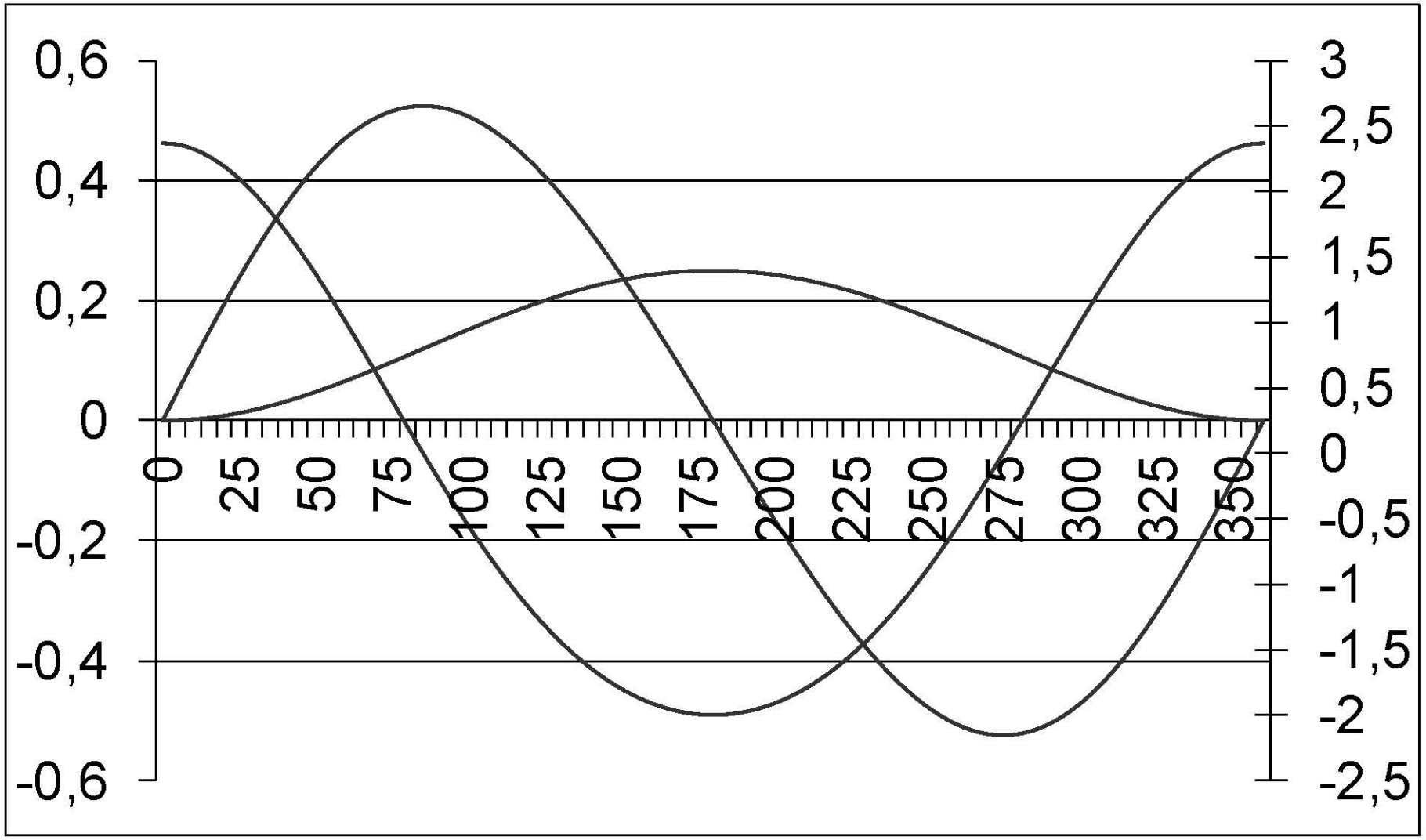


Рисунок 2.4 - Переміщення, швидкість і прискорення аксіального кривошипного механізму

Розбивка загального передатного відношення по передачах припускає визначення необхідності проміжних передач між двигуном і головним валом і, якщо вони необхідні, визначення їх передатних відносин, тобто визначенні числа обертів проміжних валів.

У технічнім завданні, після аналізу базових конструкцій пресів, літературних джерел, прототипів установлюється передбачуване число обертів головного двигуна $\omega_{д.}$

Загальне передатне відношення привода i_o визначається по формулі

$$i_o = \frac{n_д}{n_н} = i_р \cdot i_{зб} \cdot i_{зп} \cdot i_{зт}, \qquad (2.8)$$

де $i_р$ – передатне відношення клинопасової передачі;

$i_{зб}$, $i_{зп}$, $i_{зт}$ – відповідно, передатне відношення швидкохідної, проміжної й тихохідної зубчастих передач.

Передатне відношення клинопасової передачі рекомендується ухвалювати рівним 3 – 6.

Габарити й інерційність привода в значній мірі залежать від розбивки загального передатного відношення по щаблях. Критерієм розбивки передатного відношення можуть бути різні умови й параметри. Найчастіше такими є маса й інерційність ведених частин, а також нагруженность щаблів. Розбивка загального передатного відношення впливає й на витрату енергії на включення муфти.

$$i_0 = n_{дн} / n_н = 910/40 = 22,75$$

де $n_{дн}$ – частота обертання електродвигуна = 910 об/хв

$n_н$ – число ходів у хвилину = 40 х/хв

$$i_з = i_0/i_р = 22.75/5 = 4.55$$

$$i_з = z_k/z_ш = 91/20 = 4,55$$

де z_k – число зубів колеса = 91

$z_ш$ – число зубів шестірні = 20

$$ip = i_0/i_3 = 22.75/4.55 = 5$$

Частоти обертання валів:

$$n_1 = \frac{n_д}{i_р} = \frac{910}{5} = 182 \quad об/хв^{-1} \quad , \qquad n_1 = \frac{n_1}{i_з} = \frac{182}{5} = 36,4 \quad об/хв^{-1}$$

2.5 Статика головного виконавчого механізму

Преси є відносно тихохідними машинами, у яких сили інерції незначні й, крім окремих завдань розрахунків, ними можна зневажати. У такому випадку ГВМ преса аналізується статичними методами. При цьому визначаються значення зусиль, що діють уздовж лінії шатуна, реакції в опорах головного вала, сили, що діють на напрямні повзуна, сили з боку зубчастої й клиноремінної передач і інші силові фактори.

Основне завдання статичного розрахунків преса полягає в розрахунках залежності приведеного плеча m_k від кута повороту кривошипного вала α.

Для кривошипно-повзунного механізму залежність для наведеного плеча mk зручно представляти у вигляді суми двох величин m_k^u і m_k^μ

$$mk = m_k^u + m_k^\mu , \qquad (2.9)$$

де m_k^u - ідеальне наведене плече:

$$m_k^u = R\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right), \qquad (2.10)$$

$R = 125$, *мм* – радіус кривошипа,

m_k^μ – збільшення приведеного плеча, обумовлене тертям у кінематичних парах, називане плечем тертя:

$$m_k^\mu = \mu\left[(1+\lambda)r_A + \lambda r_B + r_o\right], \qquad (2.11)$$

μ – коефіцієнт тертя в шарнірах головного виконавчого механізму.

r_a, r_b, r_o – відповідно радіуси корінних опор, великої й малої головки шатуна.

Коефіцієнт тертя μ визначається по таблиці 3.1. [1] залежно від значення комплексного показника J_k, виду змащення й виду розрахунків.

$$J_K = \frac{P_H * n_H^{\ 2}}{\varphi} = \frac{1600 * 40^2}{33} = 0.775 * 10^5, \frac{kH * \min^{-2}}{град}$$

де φ – приведений кут робочого ходу, ухвалюється залежно від типу преса й виконуваної технологічної операції (таблиця 3.2 [1]), φ = 33.

При густому змащенні коефіцієнт тертя μ= 0,05

r_a = 460/2 = 230, мм

r_b = 180/2 = 90, мм

ro = 180/2 90, мм

$$m_k^\mu = 0{,}05 * \left[(1+0{,}085) * 230 + (0{,}085 * 90) + 90\right] = 17{,}36 \text{ , мм}$$

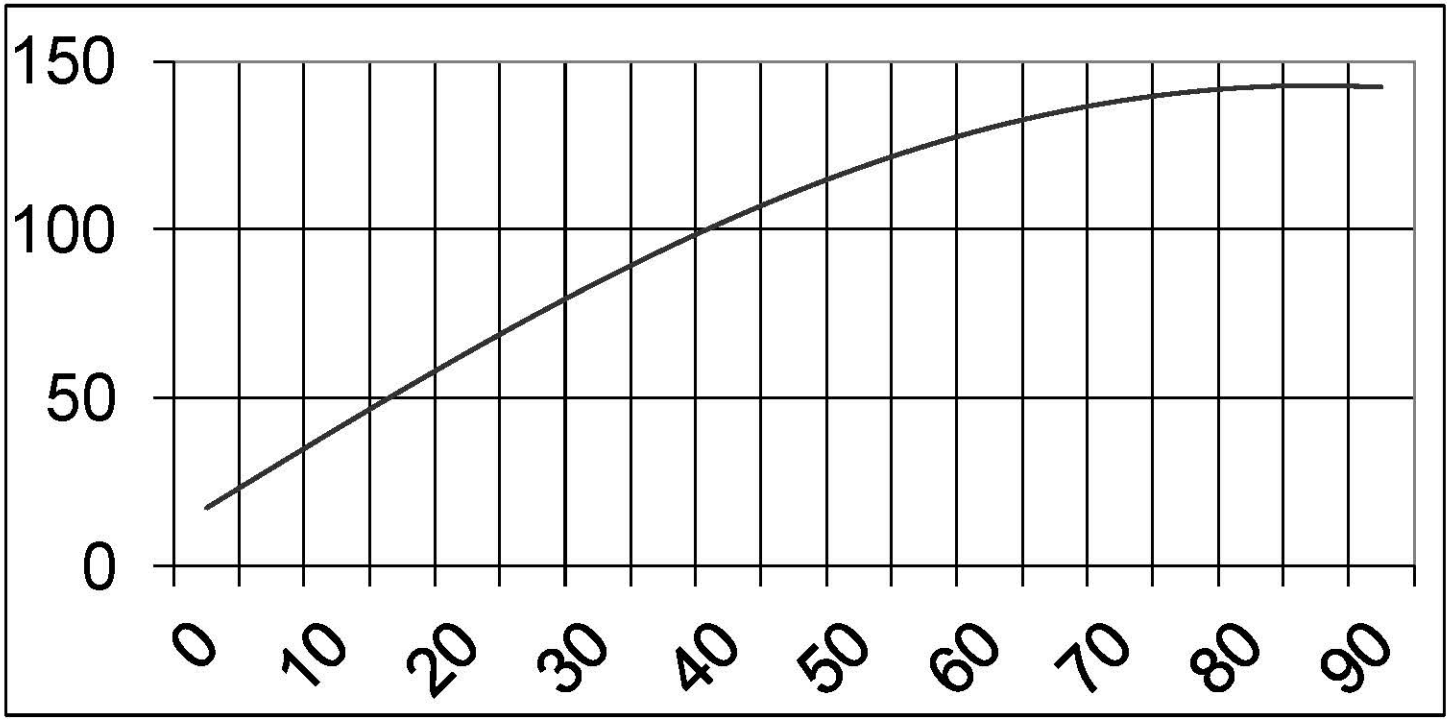


Рисунок 2.5 – Графік залежності крутного моменту від кута повороту головного вала

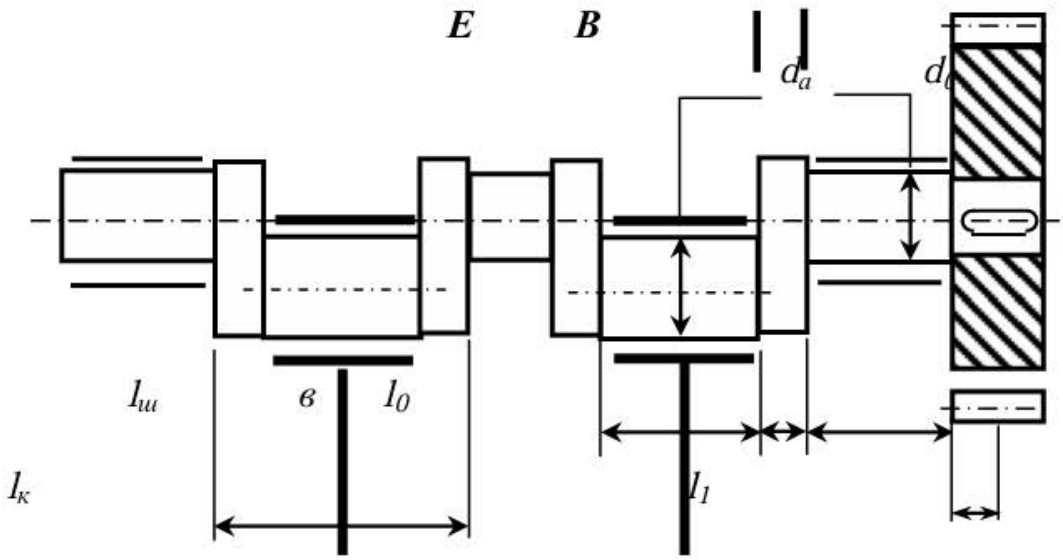
2.6 Допустимі зусилля по міцності головного вала

Розрахунки міцності головного вала кривошипного преса являє собою складне завдання. Опори валів кривошипних пресів, не будучи абсолютно твердими, перетерплюють пружні деформації залежно від діючої на вал навантаження й властивостей опори. Ця обставина в комбінації з тим, що проліт опор порівняємо з діаметром і довжиною цапфи, вносить значні зміни в розподіл сил. Із цієї причини силовий розрахунки валів без обліку пружності опор не має достатній ступінь точності.

Для розрахунків двохопорних валів рекомендується застосовувати наближені формули, що не враховують пружність опор, ухвалюючи, що для колінчатих валів реакція розташовується на відстані *lo/8* від кінця опори, зверненого до шатуна, а для ексцентрикових валів – на відстані *lo/3 - lo/4*, де *lo* – довжина опор [7, с. 132]. При цьому передбачається, що навантаження прикладаються зосередженими, а крапки додатка рівнодіючих розташовані на одній горизонталі. Зазори в підшипниках дозволяють валу вільно звиватися.

Зміна навантаження на головному валу преса відбувається з періодичним зростанням сили й крутного моменту від нуля до максимуму й наступним спадом знову до нуля. При багаторазовім повторенні операцій у часі подібний характер роботи приводить до пульсації внутрішніх сили напруг у металі вала. Враховуючи ця обставина й факти усталостного руйнування, розрахунки головних валів кривошипних пресів слід проводити на усталостную міцність при пульсуючому циклі нагружения.

Розрахункова схема головного вала представлена на рисунку 2.6



Розрахунок 2.6 – Розрахункова схема валу

Перетин *ВВ*

$$P_{доп} = \frac{0{,}1 d_O^3 \sigma_{-1u}}{n k_э \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + 0{,}062 \Phi_\tau^B m_k^2}},$$

$$U_u = 0{,}062 l_O - (l_1 + 0{,}88 l_O) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_ш)}{R_k \cos \alpha_ш}.$$

Перетин *ЕЕ*

$$P_{доп} = \frac{0{,}1 d_O^3 \sigma_{-1u}}{n k_э \sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + 0{,}062 \Phi_\tau^E m_k^2}},$$

$$U_u = 0{,}062 l_O + 0{,}5 b - (l_1 + 0{,}88 l_O) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_ш)}{R_k \cos \alpha_ш}.$$

По емпіричних формулах залежно від номінального зусилля $P_н$ (у МН) знаходимо діаметр d_O корінних опор вала (у мм)

$P_н$=1,6 МН

$$d_0 = 140\sqrt{P_н};$$

$$d_0 = 140\sqrt{1,6} = 177,08 \approx 175 \text{ , мм}$$

По емпіричних залежностях, наведених у табл. 3.4[1], знаходять попередні розміри валів. Отримані розміри округляють до величини, кратної 5 мм.

$$\frac{d_B}{d_0} = 1 \Rightarrow d_B = 175 \text{ , мм}$$

$$\frac{d_A}{d_0} = 1.36 \Rightarrow d_A = 239.05 \approx 240 \text{ , мм}$$

$$\frac{l_0}{d_0} = 1.82 \Rightarrow l_0 = 318.74 \approx 320 \text{ , мм}$$

$$\frac{l_K}{d_0} = 2.42 \Rightarrow l_K = 425 \text{ , мм}$$

$$\frac{l_A}{d_0} = 1.3 \Rightarrow l_A = 230 \text{ , мм}$$

$$\frac{r}{d_0} = 0.07 \Rightarrow r = 12.4 \approx 10 \text{ , мм}$$

Параметри розрахункових формул вибираються в такий спосіб.

Діаметр посадкового місця під зубчасте колесо або маточину муфти d_1 приймається рівним

$d_1 = d_0 - (10\ldots40)$ мм. $d_1 = 155$, мм

Відстань від опори до середини зубчастого колеса l_1 ухвалюється рівною половині ширини колеса й відстані від колеса до опори (15…40 мм).

$l_1 = 200$, *мм*

Границя витривалості матеріалу при симетричному знакозмінному циклі вигину σ_{-1u} вибирається табл. 3.4.2[1]

Механічні властивості стали 45 Н: HRC = 250…280; σ_B=590 МПа; σ_T = 300 МПа; σ_{-1} = 240 МПа; τ_{-1} = 150 МПа; ψ_σ = 0,2; ψ_τ = 0,15

Коефіцієнт запасу міцності n приймається по таблиці 4.8 [1] . Оскільки прес не оснащений запобіжниками від перевантаження по зусиллю, величину коефіцієнта збільшимо на 20%. $n=1,56$.

Значення коефіцієнтів матеріалу Φ_σ= і Φ_τ визначаються по графіках, наведених на мал. 3.4.1[1] залежно від розмірів шийки, матеріалу вала й співвідношення радіуса жолобники й діаметра шейки: $\Phi_\sigma=2,4$; $\Phi_\tau=3,8$.

Настановний кут шестірні δ при перевірочному розрахунках визначається по кресленнях прес-аналога. При проектувальному розрахунках кут δ визначається компонувальною схемою преса - $\delta = 90^0$.

Радіус ділильної окружності зубчастого колеса - $R_k=850$, *мм*

Кут зачеплення для некорригованих коліс - $\alpha_{ш} = 20^0$.

Рекомендовані значення коефіцієнта еквівалентного навантаження $k_э$ для зазначених груп пресів залежно від номінального числа ходів $n_н=40$ і коефіцієнта використання числа ходів $p_u=0,32$ наведено в табл. 3.4.[1]. При розрахунках коефіцієнта $k_э$ ухвалюється, що середня тривалість робочого ходу становить приблизно 10-20 % від часу одного повного ходу повзуна: $k_э=0,82$; $в=53$, *мм*

Перетин ВВ

$$P_{доп} = \frac{0,1*175^3*240}{1,56*0,82\sqrt{2,4*U_u^2+0,062*3,8*m_k^2}},$$

$$U_u = 0,062*320-(200+0,88*320)\frac{m_k \sin(90+20)}{850*\cos 20}$$

Перетин ЕЕ

$$P_{доп} = \frac{0{,}1 * 235^3 * 240}{1{,}56 * 0{,}82\sqrt{2{,}4 * U_u^2 + 0{,}062 * 3{,}8 * m_k^2}},$$

$$U_u = 0{,}062 l_o + 0{,}5b - (l_1 + 0{,}88 l_o)\frac{m_k \sin(\delta + \alpha_ш)}{R_k \cos\alpha_ш}$$

2.7. Допустимі зусилля по міцності зубчастої передачі.

Зусилля на повзуні, що допускається міцністю зубчастої передачі визначається по формулі

$$P_д^{зп} = k_1 k_2 \frac{M_{min}}{m_k}, \qquad (2.12)$$

$$P_д^{зп} = 1{,}8 * 1 * \frac{79{,}168 * 10^6}{m_K}$$

де $k_1=1{,}8$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. таб. 3.4.1[1]);

k_2 – коефіцієнт типу привода, для простого привода $k_2 = 1$;

M_{min} – найменший крутний момент щодо осі головного вала, що допускається міцністю зубчастого колеса;

m_k – приведене плече крутного моменту.

Мінімальний момент M_{min} рівний найменшому крутному моменту, що допускається міцністю одного або декількох зубчастих коліс привода, наведений до головного вала. Для всіх зубчастих коліс привода визначаються крутні моменти, припустимі по різних умовах їх міцності. Для коліс, розташованих не на головному валу, приведення моменту проводиться по формулі

$$M_{\min} = \frac{M^k_{\min}}{\eta_з} i_з = 79{,}168 * 10^6 \quad , \tag{2.13}$$

де M^k_{min} – крутний момент щодо власної осі, припустимий міцністю k-*го* колеса;

$i_з$ – передатне відношення між віссю головного вала й віссю k-*го* колеса;

$\eta_з$ – ККД передач між головним валом і віссю k-*го* колеса.

Мінімальний крутний момент визначають по формулі

$$M_n = \left(\frac{[\sigma_k]_{max}}{CC_1 \cos\beta} \right)^2 \frac{z_k^2 m_н^2 b_k}{k_n (i \pm 1)} \quad , \tag{2.14}$$

$$M_n = \left(\frac{1340}{214 * 1 * \cos 0} \right)^2 \frac{91^2 * 12^2 * 180}{1.3 * (5+1)} = 1.078 * 10^9$$

де $[\sigma_k]_{max}$ – допустиме нормальне контактне напруження з обліком деякої пластичної деформації, $[\sigma_k]_{max} = 1340$, *МПа.*

Для матеріалу зубчастого колеса – 45Л нормалізована: *НВ > 170;* σ_B = *55НВ > 170;* σ_B = *550, МПа;* σ_T = *320, МПа;* σ_{-1} = *250, МПа;* $[\sigma_k]$ = *640, МПа;*$[\sigma_к]_{max}$ = *1340, МПа;* ψ_σ = *0,1;* d_O = *175, мм;* i = *5*

C – коефіцієнт, що враховує модуль пружності матеріалу зубчастого колеса й шестірні , C = *214 (сталь по сталі)*

C_1= *1* – коефіцієнт, що враховує кут зачеплення. Для прямозубих некорригированных коліс або коліс із висотною корекцією C_1 = *1*;

z_k = *91* – число зубів колеса;

$m_н$ = *0,064*do = 0.064*175 = 11.2* – нормальний модуль зачеплення;

$m_н$ = *12;*

b_k – ширина колеса, Коефіцієнт ψ вибирається по табл. 6.4 [1]

$$b_k = \psi m_n = 15*12 = 180, мм;$$

$$\psi = b/m_n = 12 – 20;$$

$$\psi_{ср} = 13,5;$$

$$b_ш = b_k + 25 мм = 180 + 25 = 205 мм;$$

kn – коефіцієнт навантаження при розрахунках по пластичних допустимих деформаціях поверхонь зубів

$$kn = k_{1nk2}k_4 = 1,3*1*1 = 1,3$$

k_{1n} – коефіцієнт перевантаження, $k_{1n} = M_{kmax} / M_{knom} = 1,3$.

k_2 – коефіцієнт концентрації навантаження, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині колеса, що виникає внаслідок пружної деформації опор, валів, а також неточностей виготовлення, $k_2 = 1$ *(відкрита передача).*

$k_4 = 1$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні через неточності виготовлення.

Колова швидкість V зачеплення визначається по формулі

$$V = \frac{\pi n_к m_н z_к}{60} = \frac{3,14*4*1,2*9,1}{60} = 2,287, \frac{мм}{мин};$$

$n_к$ – число обертів у хвилину вала колеса;

i – передатне відношення зубчастої передачі. Для зовнішнього зачеплення ухвалюється $i + 1$, для внутрішнього $i – 1$.

Мінімальний крутний момент визначається по формулі

$$M_u = \frac{y_k m_н^2 z_k b_k [\sigma_{-1u}] k_\varepsilon}{0,34 k_u (1+\varphi) \Phi_\sigma [n_u] \cos\beta}, \qquad (2.15)$$

$$M_u = \frac{0,194*12^2*91*180*250*1}{0,34*0,85*(1+0,25)*2*2*\cos 0} = 79,168*10^6$$

де $y_k = 0{,}194$ – коефіцієнт форми зуба, що залежить від числа зубів, кута їх нахилу, коефіцієнта зсуву й типу передачі;

$[\sigma_{-1u}]$ = 250 – межа втоми матеріалу колеса (МПа) при вигині й симетричному циклі/;

$k_\varepsilon = 1$ – коефіцієнт, що враховує ступінь перекриття, ухвалюється рівним 1 для прямозубих передач і 1,3 – для косозубых і шевронних;

k_u – коефіцієнт навантаження при вигині,

$$k_u = k_1 k_2 k_{3i} k_4 = 1*1*0{,}85*1 = 0{,}85;$$

k_1 – коефіцієнт перевантаження; при розрахунках на втому $k_1 = 1$;

φ = 0,25 – коефіцієнт, що враховує навантаження передачі моментом, зворотним за знаком робочому моменту, переданому ;

Φ_σ – коефіцієнт враховуючий властивості матеріалу;

$$\Phi_\sigma = \Phi_{\sigma 0} + \psi_\sigma = 1{,}9 + 0{,}1 = 2;$$

$\Phi_{\sigma 0} = 1{,}9$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію напруг і масштабний фактор/;

ψ_σ – коефіцієнт, що залежить від співвідношення границь витривалості при симетричному й отнулевом циклах зміни напружень, ухвалюється по табл. 6.2 [1]/;

$[n_u]$ = 2 – коефіцієнт запасу міцності, щодо межі міцності при вигині при нереверсивнім навантаженні, прийнятий по табл. 3.4.4[1].

Коефіцієнт еквівалентного навантаження при розрахунках на усталостную міцність k_{3i} знаходять по формулі

$$k_{3u} = \delta_u \sqrt[9]{n_н p_u k_{вер} i_i},$$

$$k_{3u} = 0{,}59 * \sqrt[9]{40 * 0{,}3 * 0{,}45 * 5} = 0{,}85$$

де δ_u =0,59 – коефіцієнт інтенсивності нагружения при розрахунках на втомну міцність;

$i_i = 5$ – передатне відношення від головного вала до шестірні, що розраховується. Для колеса тихохідної передачі, установленого на головному валу, $i_i = 0$.

$n_н = 40$ – номінальне число ходів преса;

$p_u = 0,3$ – коефіцієнт використання числа ходів;

$k_{вер} = 0,45$ – коефіцієнт імовірності нагвантаження.

Значення допустимих зусиль при різних значеннях кута повороту вала представлені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 - Значення допустимих зусиль при різних значеннях кута повороту вала

α	Рдоп, кН	Рд, кН
0	5725,315	8208,664
5	6687,056	4885,238
10	4903,582	3485,871
15	3393,727	2721,589
20	2533,099	2243,426
25	2018,289	1919,224
30	1685,544	1687,218
35	1457,573	1515,338
40	1293,925	1384,325
45	1173,244	1283,112
50	1082,475	1204,178
55	1013,415	1142,395
60	960,9458	1094,404
65	921,6508	1057,846
70	893,0648	1030,908
75	873,6563	1012,45
80	862,3489	1001,634
85	858,4741	997,916
90	861,6884	1001

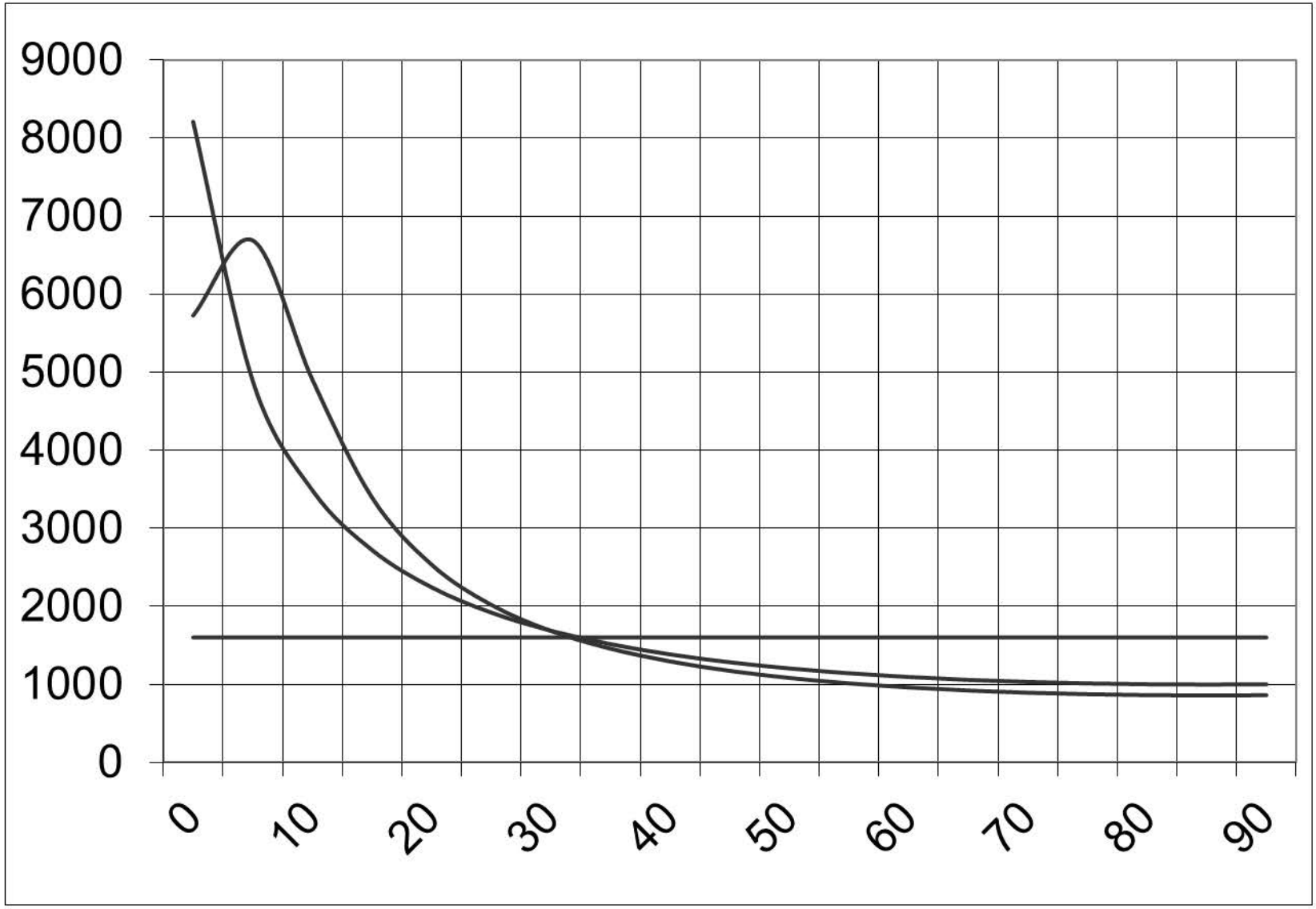


Рисунок 2.7 - Графік допустимих зусиль при різних значеннях кута повороту головного вала

2.8 Енергетика преса

2.8.1 Графік зусилля деформації

Робота пластичної деформації для конкретних умов деформування може бути визначена методами теорії обробки металів тиском. Більшість кривошипних пресів, як і інших технологічних машин, призначені для виготовлення деякої групи однотипних виробів. Тому енергетичні розрахунки для них виконуються для деякої типової технологічної операції, що є узагальнюючої з енергетичної сторони.

Робота пластичної деформації приблизно може бути визначена по формулі

$$A_д = k_p \cdot Рм. h_p,$$

де k_p – коефіцієнт повноти графіка;

$P_м$ – максимальне зусилля деформації;

h_p – база деформації, що представляє собою величинау рабочего ходу повзуна.

$$A_д = 0,75*0,48*106*0,0875 = 31500, Дж$$

Задаючись графіком типової технологічної операції з урахуванням пружної деформації преса в період робочого ходу, визначається графік залежності крутного моменту на головному валу. Площа цього графіка пропорційна роботі робочого ходу.

Вибір типу графіка при розрахунках преса конкретного технологічного призначення визначається переважною технологічною операцією, характерної для даного типу преса. Преси для витяжки розраховують за графіком зусилля витяжки.

Графіки зусиль деформації представлені у відносних координатах переміщення повзуна, тому повинні бути перелічені для заданих значень номінального зусилля преса й номінального ходу повзуна. Рекомендовані значення максимального зусилля деформації, робочого ходу повзуна й коефіцієнта повноти графіка наведені в [1].

2.8.2 Жорсткість преса

Пружна піддатливість системи прес-штамп змінює форму графіка зусиль деформації, при чому, чим нижче твердість системи, тем зміни будуть сильніше. Змінений графік зусиль деформації, що враховує пружну деформацію системи, називають навантажувальним графіком.

Твердість преса C (МН/мм) приймають на підставі практичних даних для кожного типу преса, або визначають по емпіричній залежності :

$$C = K\sqrt{P_н}$$

де $K = 0{,}8$ – коефіцієнт пропорційності.

$$C = 0{,}8\sqrt{1{,}6} = 1{,}012 \text{ , } МН/мм$$

Графік пружної деформації будується в координатах зусилля P_D – пружнядеформація Δl. Приймається лінійна залежність пружньої деформації від зусилля деформації. Максимальне значення пружної деформації при номінальнім зусиллі визначається по формулі .

$$3=P/lmax \quad lmax=P/C$$

2.8.3 Витрати енергії на робочий хід

Використовуючи раніше обчислені значення приведеного плеча крутного моменту m_k для декількох значень положення вала в межах робочого кута α_p визначається величина крутного моменту на головному валу $M_k = P_D\, m_k$, результати розрахунків зводимо в таблицю 2.5 .

Визначаємо значення P_D виходячи із графіка $P_D = f(\alpha)$

Таблиця 2.5 - Значення меличини крутного моменту

α ,град	P , МН	m_k , м	M_k, МНм*10^{-3}
0	0	0.01736	0
5	0.020	0.02917	0.6
10	0.035	0.04	1.43
15	0.075	0.05236	3.92
20	0.13	0.06352	8.25
25	0.207	0.07425	15.37
30	0.315	0.08446	26.6
35	0.445	0.09405	41.85
40	0.470	0.103	48.38
45	0.470	0.111	52.198
50	0.470	0.1183	55.62
55	0.470	0.1247	58.63
60	0.407	0.1302	61.2
65	0.407	0.1347	63.317
70	0	0.1382	0

Для визначення Ар :планиметрируем діаграму $Mk = f(\alpha)$ на ділянці робочого ходу $\alpha_p = \alpha_{нр} - \alpha_{кр}$, перебуває величина витрати енергії на здійснення робочого ходу.

$$A_p = \int_{\alpha_{нр}}^{\alpha_{кр}} M_k(\alpha) d\alpha \approx F_M \mu_M \mu_\alpha ,$$

де F_M = 9039 – площа, обмежена кривою крутного моменту й осями координат, мм^2;

μ_M 5*10-4 – масштаб крутного моменту, Н.м/мм;

μ_α= 8.72*10-3 – масштаб кутів повороту головного вала, радий/мм.

Визначаємо площу графіка графічним шляхом :

Ар =9039*5*10-4 * 8,72*10-3 = 39,41*10-3 =39410, Дж

2.8.4 Витрати енергії на включення муфти

Витрата енергії на включення фрикційної муфти становить

$$A_в = J_2 \omega_н^2 \frac{(2+j)}{(1+j)},$$

де J_2 – момент інерції ведених частин привода щодо вала муфти;

$\omega_н$ – номінальна кутова швидкість вала муфти;

j – відносний момент інерції веденої частини привода

$$A_в = k_в P_н S_н,$$

де $k_в$ – коефіцієнт, прийнятий за даними таблиці 5.1 [1] залежно від типу преса.

$$K_в = 0,05$$

$$P_н = 1600000\ Н$$

$$S_н = 0{,}250,\ м - хід\ повзуна$$

$$A_в = 0{,}05*1600000*0{,}250 = 20000\ \ Дж\ ;$$

2.8 .5 Витрати енергії на холості переміщення

Розрахунки енергії затрачуваної на холості перемещенння розраховуються аналогічно енергії включення муфти в залежності від номінального зусилля преса $P_н$ і номінального ходу повзуна $S_н$.

$$Ax = k_x P_н S_н,$$

де k_x=0,07 коефіцієнт, прийнятий за даними таблиці 5.1 [1] залежно від типу преса.

$$Ax = 0{,}07*1600000*0{,}250 = 28000\ Дж;$$

Тоді витрата енергії в приводі кривошипного преса буде рівнf:

$$A_ц = A_в + Ax + Ap = 20000 + 28000 + 39410 = 87410,\quad Дж$$

2.8.6 Визначення потужності двигуна

Вирішальним фактором при виборі системи електропривода преса є економічна доцільність у комбінації з технічними вимогами. Пікове зростання навантаження в період робочого ходу обумовлює використання в приводі кривошипних пресів маховичного привода. У період робочого ходу більша частина роботи виконується за рахунок кінетичної енергії маховика, швидкість обертання якого зменшується. В інші періоди циклу кутова швидкість маховика відновлюється.

Потужність двигуна в такому випадку визначається виходячи із середньої роботи за цикл. При цьому чим більше число ходів преса й менше величина витрати енергії на холосте переміщення механізмів преса, тим більше повинен бути запас потужності.

Потужність короткозамкненого двигуна визначається по формулі

$$N_д = \frac{k\left(\frac{A_p}{\eta_o} + \frac{A_в}{\eta_м}\right) + A_x}{t_ц},$$

де k = 1,2 – коефіцієнт запасу, ухвалюється по [1] залежно від числа включень преса, або номінального ковзання двигуна $S_н$ =0.06 ;

η_o – загальний ККД привода;

$\eta_м$ – ККД передачі від муфти до двигуна.

Значення ККД η_o й $\eta_м$ залежать від типу й числа передач, розташованих між головним валом (для η_o) або валом муфти (для $\eta_м$) і електродвигуном :

$$\eta_O = \eta_К \eta_з^{m1}, \qquad \eta_М = \eta_К \eta_з^{m2}$$

де $\eta_к$ – ККД клиноремінної передачі, прийнятий рівним 0,97;

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

m_1, m_2 – відповідно, загальне число ступенів зубчастого привода й число щаблів від вала муфти до двигуна,m_1=1,m_2=1.

$$\eta_0 = 0{,}97*0{,}98 = 0{,}95 \qquad \eta_м = 0{,}97*0{,}98 = 0{,}95$$

Час технологічного циклу приблизно визначається при обраному коефіцієнті використання ходів $p_и$, який являє собою відношення часу одного подвійного ходу $t_{дх}$ до часу циклу $t_ц$, по формулі :

$$t_ц = \frac{t_{дх}}{p_и} = \frac{60}{n_н p_и}$$

$$t_ц = \frac{60}{40 * 0{,}32} = 4{,}687 \text{ , с}$$

$$p_u = 0{,}32$$

$$N_д = \frac{1{,}2 * \left(\frac{39410}{0{,}95} + \frac{20000}{0{,}95} \right) + 28000}{4{,}687} = 21982{,}76 \; Вт$$

По каталогу вибираємо найближчий більший двигун по номінальній потужності й рекомендованому номінальному ковзанню $S_н$. Надалі двигун перевіряється по нагріванню при пуску.

Вибираємо двигун: 4АС200М6В3;

потужність 22 кВт;

число обертів 910 об/хв;

2.8.7 Розрахунки моменту інерції маховика

$$J_M = k_ф \frac{A_M}{j\omega_M^2},$$

де A_M = 36364,47 Дж – робота маховика під час робочого ходу;

$k_ф$ = 1,024 – коефіцієнт, що враховує форму графіка моменту сил опору на кривошипному валу;

$$k_ф = \sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_p}{2\pi} p_u\right)^2 + \left(2 - 6\,p_u + 3p_u^2\right)\frac{A_в}{A_p} + \left(\frac{A_в}{A_p}\right)^2}$$

$$k_ф = \sqrt{\left(1 - \frac{35}{2*3{,}14} * 0{,}32\right)^2 + \left(2 - 6*0{,}32 + 3*0{,}32^2\right)\frac{20000}{39410} + \left(\frac{20000}{39410}\right)^2} = 1{,}024$$

j – коефіцієнт нерівномірності ходу маховика

$$j=2\varepsilon k(S_н+S_p);$$

$$j=2*0{,}85*1{,}2*(0{,}06+0{,}04)=0{,}204;$$

$\varepsilon = 0{,}85$ – коефіцієнт, що враховує відносні втрати холостого ходу/

У період робочого ходу t_p робота двигуна, віднесена до вала провідного кривошипа, становить $A_{др} = N_н\, t_p\, \eta_o$.

де tp – час робочого ходу

$$t_p = t_{дх}\, \alpha_p / 360.$$

$$t_{дх} = 60/40 = 1{,}5 \text{ с};$$

$$\alpha_p = 35 \text{ град.};$$

$$t_p = 1{,}5*35/360 = 0{,}145 \text{ с}.$$

$$A_{др} = N_н\, t_p\, \eta_o = 21982{,}76*0{,}145*0{,}95 = 3045{,}52 \text{ Дж}$$

Тоді робота маховика, що доповнює до загального рівня витрате енергії в період робочого ходу, буде

$$A_M = A_p - A_{др}.$$

$$A_M = 39410 - 3045{,}52 = 36364{,}47 \text{ Дж};$$

Необхідно перевірити максимальну лінійну швидкість обода, яка обмежується умовами міцності обода під дією відцентрових сил

$$V = \frac{D_M \omega_M}{2} \le [V],$$

де D_M – діаметр обода маховика (по пресу аналогу) - 1 м.

$$V = 1*1,9/2 = 9,5 \text{ м/с} \le 25 \text{ м/с}$$

Допустимая швидкість *[V]* ухвалюється рівної 25 м/с для чавунних маховиків і 40 м/с – для сталевих.

Потужність двигуна перевіряється за часом розгону маховика :

$$t_p = \frac{1,2 J_M \omega_M^2}{N_н}$$

$$t_p = \frac{1,2 * 493,78 * 19^2}{21982,76} = 9,73 \text{ , з} \ge [tp] = 10 \text{ з}$$

Для забезпечення задовільної роботи двигуна й недопущення перегріву під час запуску,застосовуємо роздільний пуск двигуна з допомогою системи опорів .

2.8.8 Розрахунки ККД циклу й робочого ходу

Енергетичним коефіцієнтом корисної дії (ККД) технологічної машини називається відношення корисне витраченої роботи на подолання технологічних опорів до витраченої роботи протягом певного періоду часу.

Робота за цикл містить у собі повна витрата енергії в приводі на виготовлення одного виробу, а відносна частка корисно використовуваної роботи на пластичну деформацію становить

Ефективність привода кривошипного преса оцінюється по величині середнього ККД технологічного циклу, або, інакше, цикловому ККД

$$\eta_{ц} = \frac{A_{д}}{A_{ц}} = \frac{A_{д}}{A_{в} + A_{р} + A_{х}} .$$

Оцінка енергетичної досконалості ГИМ проводиться по величині ККД робочого ходу, який являє собою ККД механізму за локальний період робочого ходу

$$A_d = 31500 \text{ Дж};$$

$$\eta_{ц} = \frac{A_{д}}{A_{ц}} = \frac{31500}{20000 + 39410 + 28000} = 0{,}36$$

ККД механізму за локальний період робочого ходу:

$$\eta_{р} = \frac{A_{д}}{A_{р}} = \frac{31500}{39410} = 0{,}79$$

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Налагодження механізму регулювання ходу повзуна кривошипного преса зусиллям 1,6 МН

Механізм регулювання ходу повзуна є ключовим елементом у забезпеченні належної роботи кривошипного преса , оскільки дозволяє точно змінювати довжину ходу залежно від технологічних вимог. Неправильне або неточне налаштування цього механізму може призвести до погіршення якості штампування, передчасного зносу деталей, а в окремих випадках — до аварійних ситуацій. Тому налагодження повинне виконуватись із дотриманням чіткої послідовності дій, яка гарантує правильну геометрію руху повзуна і надійність роботи всієї системи.

Перед початком налагодження прес повністю знеструмлюється, а всі рухомі частини фіксуються для уникнення випадкового приводу в дію. Обладнання очищується від пилу, старого мастила та металевої стружки. Візуально перевіряється справність різьбових з'єднань, черв'ячної передачі, фіксуючих пристроїв, ексцентрикової втулки, а також наявність і якість мастила у відповідних вузлах. Після цього проводиться вручну обертання колінчастого вала до моменту, коли повзун досягає верхньої мертвої точки (ВМТ). Це положення вважається вихідним для початку регулювання.

Далі виконується розблокування механізму регулювання. Знімаються або послаблюються стопорні елементи, які фіксують положення гвинта або ексцентрика — це може бути фіксуюча шайба, стопорне кільце або гайка. Після цього здійснюється безпосереднє регулювання. За допомогою черв'яка, який обертається вручну або з використанням рукоятки, обертається ексцентрикова втулка, в результаті чого змінюється ефективна довжина шатуна. Це спричиняє зміну величини ходу повзуна. У процесі регулювання орієнтуються на шкальовані позначки або виконують вимірювання фактичного ходу повзуна за

допомогою вимірювального інструменту. Хід встановлюється відповідно до вимог технічного процесу.

Після досягнення необхідного значення механізм регулювання блокується у встановленому положенні. Для цього всі фіксуючі елементи повертаються на місце й надійно затягуються. Далі необхідно перевірити правильність налагодження. Для цього проводиться кілька ручних обертів колінчастого вала з одночасним спостереженням за переміщенням повзуна. Оцінюється плавність руху, відсутність заїдань, сторонніх звуків і люфтів. Повзун повинен зупинятися в чітко визначених точках — верхній і нижній мертвих.

Після ручної перевірки прес підключається до електроживлення, виконується пробний пуск на знижених обертах, і оцінюється коректність функціонування в динамічному режимі. У разі потреби виконується коригування. Коли всі параметри відповідають встановленим допускам, механізм вважається налагодженим.

Після завершення процедури налагодження необхідно задокументувати виконані зміни у відповідному журналі технічного обслуговування обладнання із зазначенням нового значення ходу повзуна та дати налагодження.

До експлуатації прес допускається лише після перевірки і затвердження налаштування відповідальною особою (майстром дільниці або інженером-технологом).

3.2 Розробка хасовів автоматизації та механізації преса

Технологічне завдання:

Розробити захватний пристрій у вигляді клино -важелевої подачі (подача Литвиненка) до пресу зусиллям 1,6 МН.

Вихідні дані до розрахунку:

маса заготівлі 0,62 гр;

хід преса – 90х/хв;

- закрита висота преса 260 мм;

Ймовірна циклова діаграма будується на основі технологрaмми :

1. Живильна операція - t_1

t_{11} – Захоплення

t_{12} – Переміщення

t_{13} – Розжим

t_{14} – Зворотний хід

2. Робоча операція t_2

t_{21} – Холостий перебіг наближення

t_{22} – Робочий хід

t_{23} – Хід роз'єднання

t_{24} – Холостий хід вгору

3. Перекладна операція $t_3 - t_{31} - t_{32} - t_{33} - t_{34}$

t_{31} – Захоплення

t_{32} – Переміщення

t_{33} – Розжим

t_{34} – Зворотний хід

Склад робочого циклу

Робочий цикл містить одну живильну та одну робочу операції.

Час робочого циклу:

$$t_{рц} = \frac{60}{П_{АШЕ}}, \qquad (3.1)$$

де $П_{АШЕ}$ – продуктивність $П_{АШЕ}$=30 шт /хв;

$$t_{рц} = \frac{60}{30} = 2c$$

Час кінематичного циклу:

$$t_{рц} = \frac{60}{n}, \tag{3. 2}$$

де n –число ходів преса $n = 90$;

$$t_{рц} = \frac{60}{90} = 0,6c$$

Час робочого циклу складається з часу живильної та робочої операції:

$$t_ц = t_1 + t_p \tag{3. 3}$$

Приймаючи при $t_{кц} + t_p$ визначаємо час живильної операції.

Час циклу автоматичного транспортування:

$$t_{цат} = t_{рц} + 2t_{рх} \tag{3. 4}$$

де $t_{рх}$ –час робочого ходу, його визначимо як відношення робочого ходу та кутової швидкості обертання кривошипного валу:

$$t_{рх} = \frac{\alpha_{рх}}{\varpi_a} \tag{3. 5}$$

Кут робочого ходу:

$$\alpha_{px} = \frac{\pi \cdot 30}{180} = 0{,}524\ рад$$

На рис. 3.1 зображена ймовірна циклограма навантаження.

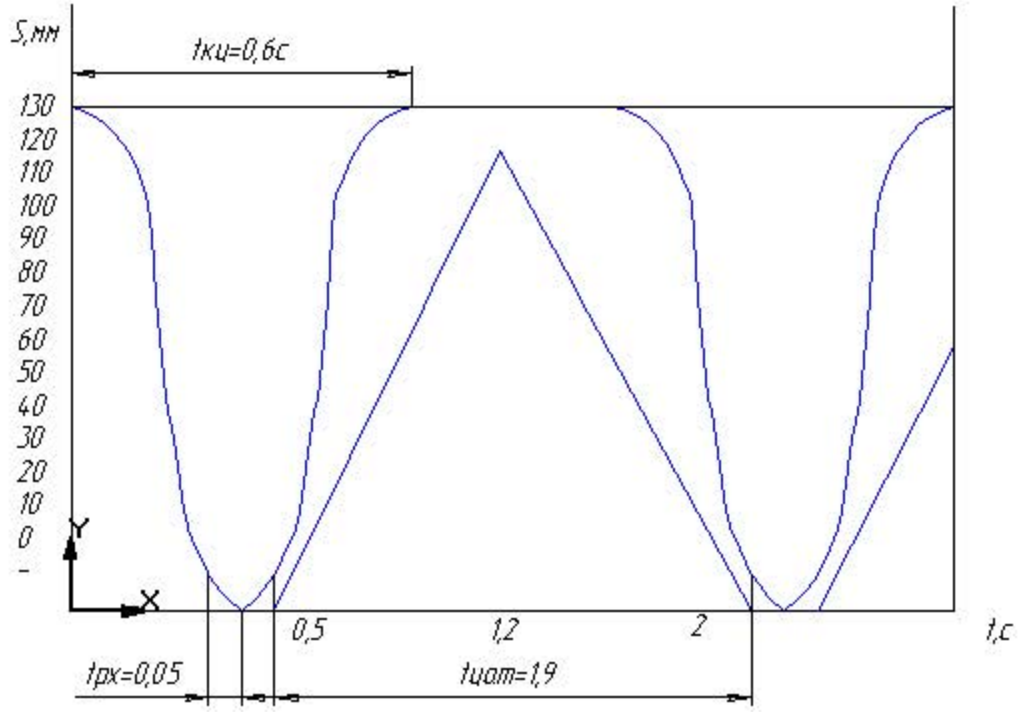


Рисунок 3. 1 – Приблизна циклограма навантаження

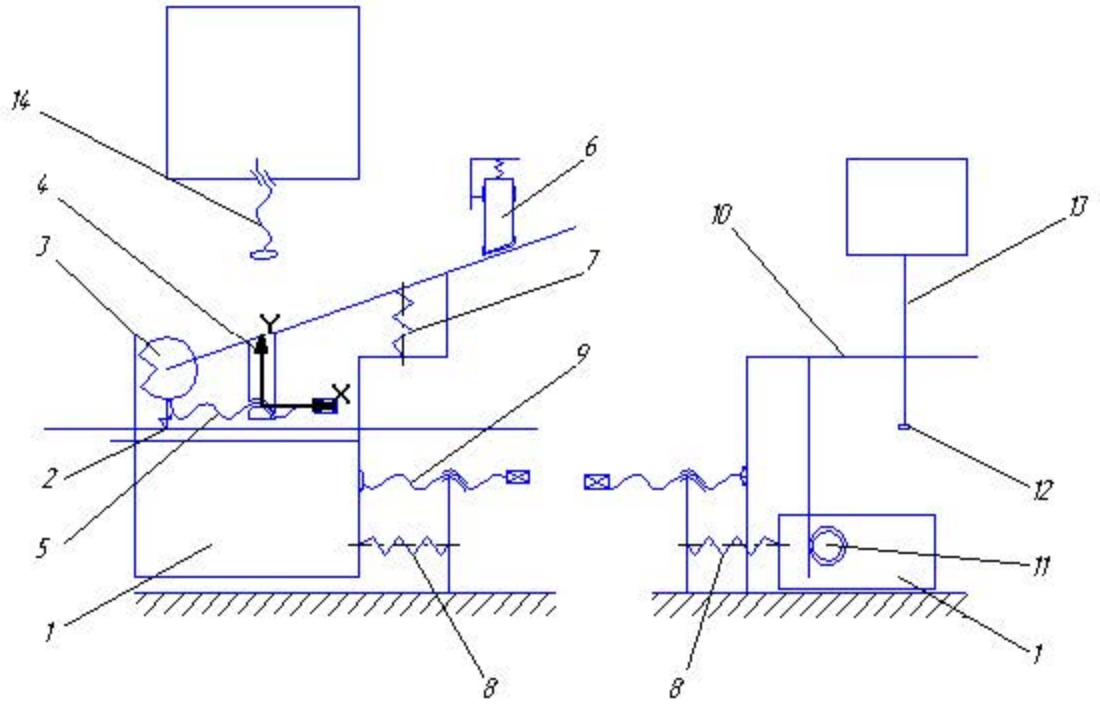
$$\omega_a = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi 90}{30} = 9{,}42 \quad \frac{1}{c},$$

$$t_{px} = \frac{0{,}524}{9{,}42} = 0{,}05\ c.$$

Тоді, час циклу автоматичного транспортування буде:

$$t_{цат} = 2 - 2 \cdot 0{,}05 = 1{,}9c$$

Кінематична схема захватного органу вибирається виходячи з прототипу (подачі Литвиненка) та зображена на рис.3. 2.



1 -каретка, 2,4 – важель,3 – пружина, 5 -фіксатор, 6 – притиск пружини важеля, 7 -транспортуюча пружина, 7 – регулювальний гвинт, 8 – важель, 9 – контактний ролик, 10 – головка важеляЮ, 11 – тяга від пресу до штампа, 12 – натискний гвинт

Рисунок 3. 2– Кінематична схема ЗО

Розмір захватного органу приймається конструктивно.

При використанні умов зняття, дотримуємось умов не пошкодження поверхні у місці контакту захватного органу із заготівлею. Для цього визначаємо площу контактної поверхні ЗО із заготівлею:

$$S_{зо} = \frac{P_y}{|\sigma_{см}|} \qquad (3.\ 6)$$

де P_y –утримуюча сила;

$|\sigma_{см}|$ – напруження зминання матеріалу заготівлі.

Визначимо утримуючу силу для ЗО, що знаходиться зверху заготовки:

$$P_y = \frac{P_p \cdot \cos\alpha}{\mu} \qquad (3.\ 7)$$

де P_p –рушійна сила;

α – кут між напрямом рушійної сили та горизонталлю, радіани;

μ – коефіцієнт тертя між ЗО та заготівлею.

Рушійна сила визначається на підставі синусоїдального закону автоматичного транспортування функції маси заготівлі, відстань і час транспортування беремо з ймовірної циклограми, тоді:

$$P_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot S_m \cdot m}{t_m^2} \qquad (3.8)$$

S_m – відстань транспортування S_m =34 мм;

m – маса заготівлі, m = 62 гр ;

t_m^2 – час транспортування t_m^2 =1,9 с;

$$P_p = \frac{2 \cdot \pi 34 \cdot 0{,}62}{1{,}9^2} = 36{,}68[H]$$

$$P_y = \frac{36{,}68 \cdot \cos 7}{0{,}12} 37{,}25[H]$$

$$S_{ЗО} = \frac{37{,}25}{38} = 0{,}98$$

Визначимо кут нахилу важеля до вертикалі (кут руху), кут нахилу ведучого клину до горизонталі визначимо із співвідношення:

$$\phi = arctg\mu, [рад] \qquad (4.9)$$

$\mu = 0{,}12$ тоді $\varphi = 7^o$.

Конструкція деталей подачі приймається за аналогією з відомою подачею із застосуванням своїх розмірів.

Визначимо напруження зминання матеріалу в місці контакту захватного органу із заготівлею за формулою Герца:

$$\sigma_{см} = 0{,}798 * \sqrt{\frac{F_{уд}}{d \cdot B \cdot \left(\frac{1-V_1^2}{E_1} - \frac{1-V_2^2}{E_2}\right)}} \qquad (3.10)$$

де: d – діаметр описаного кола ЗО;

B – ширина стрічки, см;

V_1 – коефіцієнт пуансона ЗО $V_1 = 0{,}3$;

V_2 – коефіцієнт пуансона лінії, $V_2 = 0{,}3$;

E_1 – модуль пружності матеріалу ЗО E_1 =22600 МПа;

E_2 – модуль пружності матеріалу смуги $E_2 = 203000$ МПа.

$$F_{уд} = 2{,}62 \cdot B \cdot R[H] \qquad (3.10)$$

де B – ширина ЗО,

R – радіус ЗО.

$F_{уд} = 2{,}62 \cdot 10{,}8 \cdot 1{,}5 = 42{,}44H$

$$\sigma_{см} = 0{,}798 \cdot \sqrt{\frac{42{,}44}{3 \cdot 10{,}8 \cdot \left(\frac{1-0{,}3^2}{226000} - \frac{1-0{,}3^2}{203000}\right)}} = 1{,}3$$

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища

Організація технологічного процесу холодного листового штампування супроводжується необхідністю суворого дотримання вимог охорони праці. Для визначення обґрунтованих і дієвих заходів безпеки на проєктованій дільниці, першочерговим завданням є ідентифікація потенційно небезпечних ситуацій, що можуть виникати у процесі виконання штампувальних операцій. Результати проведеного аналізу дозволили встановити низку факторів, які становлять загрозу для працівників та обладнання. Потенційно небезпечні чинники на прессовій ділянці та заходи щодо їх усунення наведені в таблиці 4.1

Одним із основних джерел небезпеки є експлуатація кривошипних пресів, які характеризуються жорсткими кінематичними зв'язками між вузлами. У разі перевантаження можливе заклинювання рухомих елементів, зокрема повзуна, що створює аварійну ситуацію. Додаткову небезпеку становить зона штампування — робочий простір між елементами системи «прес–штамп», у який категорично заборонено втручання під час робочого ходу повзуна. Ігнорування цієї вимоги може призвести до серйозних травм або летальних випадків.

Особливу увагу слід звернути на обладнання з жорсткими муфтами, зокрема одностійкові преси. У певних умовах вони можуть мимовільно запускатися через явище самоходу повзуна, що створює додаткову загрозу для оператора. Ще одним джерелом ризику є експлуатація фосфатувальної лінії, у технологічному процесі якої використовуються агресивні хімічні речовини. Їх випаровування забруднює повітря робочої зони токсичними компонентами, що становлять небезпеку для здоров'я персоналу.

Не менш важливою проблемою є робота з листовим матеріалом (полоса, стрічка, лист), який має гострі крайки. Наявність задирів на заготовках або готових деталях, що виникають при недосконалості процесів вирубки та пробивки, суттєво підвищує ймовірність порізів і травм рук.

Таблиця 4. 1 – Аналіз потенційних небезпек на ділянці холодного листового штампування та заходи їх усунення

№ з/п	Джерело небезпеки	Характер небезпеки	Заходи усунення або зниження ризику
1	Кривошипні преси із жорсткими зв'язками	Заклинювання повзуна при перевантаженні	Встановлення запобіжних пристроїв; контроль навантаження
2	Робоча зона «прес–штамп»	Травмування при потраплянні рук під повзун	Установлення світлових завіс; двокнопкове керування
3	Одностійкові преси з жорсткою муфтою	Самовільний пуск повзуна (самохід)	Модернізація муфти; установка фіксаторів та кінцевиків
4	Фосфатувальна лінія	Вплив шкідливих парів хімічних речовин	Герметизація ванн; вентиляція; використання ЗІЗ
5	Гострі крайки листового матеріалу	Порізи, травми рук	Використання захисних рукавиць; обробка крайок після штамповки
6	Недосконале штампування, задири	Травмування через гострі дефекти на деталях	Контроль якості штамповки; налаштування матриць і пуансонів
7	Робота пресів при високому рівні шуму і вібрації	Професійні захворювання слуху, ЦНС, серцево-судинної системи	Застосування шумоглушників, віброізоляції, ЗІЗ (навушники)

Окремим фактором небезпеки у штампувальному виробництві є надмірний рівень шуму та вібрації, який супроводжує роботу пресового обладнання. Тривалий вплив цих чинників негативно позначається на стані здоров'я працівників, спричиняючи професійні захворювання органів слуху, нервової та серцево-судинної систем. Тому питання зниження шумового навантаження і захисту від вібрації є одним із пріоритетних.

З урахуванням виявлених факторів небезпеки, у межах дипломного проєкту передбачено низку організаційно-технічних заходів, спрямованих на їх усунення або мінімізацію. Впровадження цих рішень дозволяє забезпечити безпечні умови праці на проєктованій дільниці, знизити ризик виробничого травматизму та підвищити загальний рівень технологічної безпеки.

4.2 Заходи щодо захисту від впливів шкідливих факторів виробничого середовища

У сучасному промисловому виробництві працівники систематично піддаються впливу низки шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які можуть викликати професійні захворювання, погіршення загального стану здоров'я, зниження працездатності та навіть призвести до травматизму. Особливо це стосується дільниць холодного листового штампування, де поєднуються механічні, фізичні, хімічні та психофізіологічні чинники ризику.

Для забезпечення безпечних умов праці, підвищення надійності технологічного процесу і зменшення негативного впливу зовнішнього середовища на персонал, у межах дипломного проєкту передбачено впровадження комплексу заходів захисту від шкідливих виробничих факторів.

1. Захист від дії підвищеного рівня шуму та вібрації

Преси та інше штампувальне обладнання є джерелами інтенсивного імпульсного шуму, що досягає рівня 95–105 дБ. Такий рівень перевищує допустимі нормативи відповідно до ДСН 3.3.6.037-99. Тривале перебування у

шумовому середовищі викликає погіршення слуху, розлади нервової системи та загальну втому.

Комплекс заходів:

- встановлення шумопоглинальних кожухів і звукоізолювальних бар'єрів навколо основного обладнання;
- застосування віброгасильних опор та прокладок під верстати;
- організація зон акустичного комфорту для відпочинку персоналу;
- забезпечення робітників індивідуальними засобами захисту органів слуху (антифони, вкладиші);
- обмеження тривалості безперервного перебування в зоні з підвищеним шумом.

2. Захист від шкідливих хімічних речовин

У разі наявності на дільниці фосфатувальних, травильних або мийних установок, працівники можуть контактувати з кислотами, лугами, парами фосфатів, а також мати справу з мастильно-охолоджувальними рідинами. Контакт з цими речовинами може спричинити подразнення шкіри, слизових оболонок та органів дихання.

Заходи:

- герметизація ванн і технологічного обладнання;
- використання місцевої витяжної вентиляції з багатоступеневою фільтрацією;
- забезпечення працівників засобами індивідуального захисту (рукавиці, окуляри, захисні халати, респіратори);
- регулярний контроль повітряного середовища на вміст шкідливих речовин згідно з ГОСТ 12.1.005-88;
- навчання персоналу правилам поводження з небезпечними хімічними реагентами.

3. Захист від травмуючих механічних впливів

Під час штампування існує небезпека отримання травм рук при потраплянні їх у робочу зону штампа або при контакті з гострими крайками

заготовок та деталей. Також присутній ризик ураження під час обриву інструменту або поломки обладнання.

Передбачені заходи:

- установлення дворукового керування ходом повзуна;
- монтаж фотоелементів або світлових завіс для автоматичної зупинки преса у разі проникнення стороннього об'єкта у зону штампування;
- впровадження огороджень рухомих частин і небезпечних зон;
- застосування спеціальних інструментів для подачі й виймання заготовок (пінцети, щипці);
- обов'язкове використання захисних рукавиць, нарукавників та інших ЗІЗ.

4. Захист від загазованості та недостатньої вентиляції

Накопичення парів олив, емульсій, а також аерозолів металів у закритому приміщенні створює ризики отруєння та розвитку хронічних захворювань.

Запропоновані рішення:

- організація загальнообмінної та місцевої примусової вентиляції;
- установка повітроочисних фільтрів у місцях викиду шкідливих парів;
- контроль стану повітряного середовища з використанням газоаналізаторів;
- підтримання мікроклімату у межах норм ДСН 3.3.6.042-99.

5. Захист від статичного навантаження і монотонності

Робота оператора за пресом має повторюваний характер, часто у незручному положенні, що призводить до перевтоми та опорно-рухових порушень.

Заходи:

- раціональне розташування органів керування та робочих місць (ергономічний дизайн);
- організація змінності праці з періодичними перервами;
- чергування операцій з активними фізичними вправами під час технологічних перерв;

- навчання персоналу правилам раціональної організації праці.

У результаті реалізації вищенаведених заходів очікується істотне зниження шкідливого впливу виробничого середовища на працівників, зменшення рівня захворюваності, покращення умов праці та підвищення загального рівня безпеки на проєктованій дільниці.

4.3 Технічні рішення по гігієні праці і виробничій санітарії

Згідно з СН 245-71 „Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий" /16,с.25/ спроектована цех відноситься до п`ятого класу з захисною зоною у 50 м.

Згідно з ГОСТ 12.005.-88 „Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны" /16,с.27/ спроектована цех і у теплий, і у холодний та перехідний періоди належить до першої легкої категорії робіт з температурою повітря 20 ^{0}С, відносною вологістю 50% та швидкістю переміщення повітря 0,2м/с.

Забруднене повітря негативно впливає на організм людини. Тому обов`язково проводити заходи по оздоровленню повітря. До них належить вентиляція. Вентиляція може бути природною (провітрювання за допомо-гою вікон) та штучною(витяжні та приточні системи). З приточної системи повітря подається до найменш забрудненої частини цеху, а за допомогою витяжної системи – витягується з найбрудніших.

Так як для лінії фосфатування використовується хімічні речовини, пари яких можуть шкідливо впливати на організм робітників, над ванами цієї лінії ставимо додаткову витяжну систему, яка пов`язана з центральною вентиляційною системою цеху.

Світло грає важливу роль при працюванні, бо при поганому освітленні людина швидше втомлюється, втрачає пильність, що може призвести до аварійних ситуацій.

Проведемо розрахунок по визначенню кількості ламп , потрібних на ділянці, при потрібному освітлюванні у 1000 лк.

Обираємо лампи типу УДП та ДРЛ. Коефіцієнт відбиття від даху $p_д$=50%, коефіцієнт відбиття від стін $p_с$=30%, коефіцієнт відбиття від підлоги $p_п$=10%. Розміри цеху 48*72*8 м.

Визначаємо індекс приміщення „і" за формулою:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_р \cdot (A + B)}, \tag{4.1}$$

де A- ширина приміщення, м;

B- довжина приміщення, м;

$H_р$- висота приміщення, м.

$$i = \frac{48 \cdot 72}{8 \cdot (72 + 48)} = 3{,}6.$$

Приймаємо коефіцієнт запасу $K_з$=1,5 та коефіцієнт нерівномірності освітлення z=1,15 [17].

При індексі приміщення i=3,6 коефіцієнт використання η=62% /

Приймаємо кількість світильників $N_р$= 50.

Тепер визначимо необхідний світовий поток ламп у кожному ряду за формулою:

$$\Phi_р = \frac{100 \cdot E_н \cdot z \cdot K_з \cdot S}{N_р \cdot \eta}, \tag{4.2}$$

де $E_н$- потрібна освітленість у цеху, лк;

S- площа цеху, м^2.

$$\Phi_p = \frac{1000 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}5 \cdot 3456}{50 \cdot 0{,}62} = 192309{,}67 \text{ лк.}$$

Необхідна кількість світильників обчисляється за формулою:

$$N = \frac{\Phi_p}{n \cdot \Phi_л}, \qquad (4.3)$$

За світловим потоком обираємо світильники Г125-135-1000. Відхилення від світлового потоку дорівнюватиме:

$170 \cdot 10^4$ м^3/год.

4.4 Заходи пожежної безпеки

Цех по пожежонебезпеці має категорію Г(негорючі речовини в гарячому стані).Адміністративна будівля цеху ставиться до 1II ступеня вогнестійкості (будівля з несучими конструкціями, що огороджені, із природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових і плитових негорючих матеріалів) згідно ДБН 1.1.-7.2002.

Межі вогнестійкості конструкцій

- несучі й сходові клітки – 1год.;
- само несучі – 0,5год.;
- зовнішні несучі - 0,25год.;
- внутрішнє несучі - 0,25 год.;
- колони - 1 год.;
- сходові площадки, щаблі, балки, марші сходових кліток -0,5год.;
- плити, настили й ін. несучі конструкційні перекриття - 0,75 год..

До первинних засобів пожежогасіння в цеху відносять: вогнегасники ВП-10 (5 шт.), ВВ-2 (14 шт.), ВВП-1Д (8 шт.), пожежний інвентар (покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні

відра, совкові лопати); пожежний інвентар (багри, ломи, сокири й ін.).Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами й рукавами.

На території цеху забороняється:

- закривати й захаращувати проїзди, під'їзди й підходи до будівлі, водопровідним і пожежним гідрантам;

- виключати окремі ділянки водогінної мережі, внутрішні пожежні крани, знижувати встановлений тиск у мережах;

- допускати до вогневих робіт осіб, що не пройшли інструктаж пожежного техмінімуму;

- користуватися водою з пожежних водойм і засобами пожежогасіння не по прямому призначенню;

- застосовувати відкритий вогонь при огляді встаткування й комунікацій.

ВИСНОВКИ

1. У процесі аналізу існуючої конструкції механізму регулювання ходу повзуна кривошипного преса зусиллям 1,6 МН виявлено основні недоліки, які впливають на точність налаштування, надійність роботи та безпеку експлуатації. Зокрема, недостатня фіксація положення регулювального вузла та складність механічного доступу ускладнюють процес налагодження та обслуговування.
2. Запропоновані удосконалення конструкції механізму включають заміну традиційної передачі на більш точний і надійний черв'ячний механізм із покращеною системою фіксації. Це дозволяє забезпечити більш плавне регулювання ходу повзуна, підвищити стабільність заданих параметрів і зменшити ймовірність мимовільного зміщення.
3. Розроблені технічні рішення з урахуванням сучасних матеріалів та технологій виготовлення сприяють підвищенню довговічності вузла, зниженню зносу деталей і спрощенню технічного обслуговування.
4. Проведені розрахунки міцності і стійкості конструктивних елементів підтвердили відповідність оновленої конструкції вимогам безпеки і експлуатаційної надійності.
5. Впровадження удосконалень сприятиме підвищенню продуктивності пресового обладнання за рахунок скорочення часу на налаштування, зменшення кількості простоїв та поліпшення якості продукції.
6. Запропонована конструкція механізму регулювання ходу повзуна може бути рекомендована до впровадження на промислових підприємствах, що використовують кривошипні преси аналогічного типу, що позитивно вплине на загальний рівень технічної ефективності та безпеки виробництва.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Явтушенко О.В. Проектування та розрахунок кривошипних пресів // Навч. посібник. – Запоріжжя: Вид-во ЗНТУ, 2006. – 301 с.
2. Технологічні машини: підручник для студентів спеціальностей механічної інженерії закладів вищої освіти./ Гнітько С.М., Бучинський М.Я., Попов С.В., Чернявський Ю.А. - Харків: НТМТ, 2020. 258 с
3. Рудь Ю. С. Основи конструювання машин : підручник. 2-ге вид. Кривий Ріг : ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.
4. Васильченко Т.О, Шевченко І.А, Гречаний О.М. Опір матеріалів : навчально-методичний посібник Запоріжжя : ЗНУ, 2020. – 263 с.
5. Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник. Харків: Харківський політехнічний інститут, 2020.
6. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
7. Жук А. Я., Малишев Г. П. Основи технічного діагностування: навч-метод. посіб.– Запоріжжя: ЗДІА, 2007. – 114 с.
8. Кравченко В. М., Іщенко А. О., Сидоров В. А., Буцукін В. В. Експлуатація та обслуговування машин. Донецьк: Донбас, 2014. 543 с.
9. Numerical simulation of the fine blanking process of sheet titanium / J. Adamus, P. Lacki, W. Wieckowsky // Archives of Metallurgy and Materials, 2011. – Volume 56, Issue 2. – P. 431-437. 334. Investigation of metal flow direction during double – core rod rolling in slitting oval pass / A. Stefanik, S. Mróz, H. Dyja // Proceedings of the 12th International Scientific Conference “Achievements in Mechanical and Materials Engineering” AMME’2003, Gliwice- Zakopane, 2003. – P. 839-842
10. Quercy A. Travail des métaux en feuilles. Decoupage – emboutissage. – Paris: Dunod, 1962. – 288 p.
11. Metal forming handbook / Schuler. – Berlin; Heidelberg; New York etc.: Springer 1998. – 563 p.

12. Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин: Підручник.– 3–є вид., перероб. і доп. – К.:НМК ВО, 1992. – 368с.
13. Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин : підручник. 4-е вид.,перероб. і доп. Донецьк: ТОВ «Юго – Восток, Лтд», 2008. 379 с.
14. Ремонт металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. К. : вид. дім "Кондор", 2017. 236 с.
15. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. К. : вид. дім "Кондор", 2017. 288 с.
16. Про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc–page?id_doc=28566.
17. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
18. ДБН В.2.5–28–2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс] // Мінбуд України. – 2006. – Режим доступу до ресурсу: http://www.gorsvet.kiev.ua/wp–content/uploads/2016/08/ДБН–В.2.5–28–2006.pdf.
19. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка–центр, 2003. – 280 с.
20. ДБН В.1.1–7:2016.Пожежна безпека об'єктів будівництва Загальні вимоги [Електронний ресурс] // Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово–комунального господарства України. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: http://kbu.org.ua/assets/app/documents/dbn2/32.1.%20ДБН%20В.1.1–7~2016.%20Пожежна%20безпека%20об'єктів%20будівни.pdf.

21. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 16 с.
22. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч.посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.

ДОДАТКИ