

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри машинобудування,
мехатроніки і робототехніки
канд. техн. наук, доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
« » червня 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти на тему:
Проект кривошипного кувально-штампувального пресу

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ПМ-23мб-З
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг технологій,
робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 Прикладна механіка
_____ Олександр ЛІСОВИЙ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент
_____ Володимир СВЯЦЬКИЙ

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент
_____ Любов ОЛІЙНІЧЕНКО

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Перший (бакалаврський) рівень вищої освіти
Галузь знань: 13 Механічна інженерія
Спеціальність: 131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма: Комп'ютерний інжиніринг технологій,
робототехніка і 3D друк.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри машинобудування,
мехатроніки і робототехніки
канд. техн. наук, доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
01 квітня 2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
Лісовому Олександр Олександровичу

Тема роботи:

Проект кривошипного кувалдно-штампувального пресу.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент Володимир СВЯЦЬКИЙ

Затверджено наказом ЦНТУ від 01 квітня 2026 року № 199-02.

Строк подання роботи до захисту:

22 червня 2026 р.

Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Мета: виконати проєктний та перевірочний розрахунок механічного преса, визначити основні кінематичні, силові та енергетичні параметри його роботи, обґрунтувати вибір елементів приводу, муфти, гальма, електродвигуна і маховика, а також розробити рішення щодо автоматизації роботи пресового обладнання.

Завдання: побудувати та проаналізувати кінематичну схему преса, провести розрахунок головного вала та пневмофрикційної муфти на міцність і працездатність, провести розрахунки гальмівного пристрою та перевірити його працездатність у заданих умовах експлуатації, виконати енергетичний розрахунок преса та визначити необхідні параметри приводу, розробити пропозиції щодо автоматизації роботи преса з метою підвищення продуктивності, надійності та безпеки його експлуатації.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання роботи	Примітка
1	Опрацювання навчальної та наукової літератури по тематиці роботи	21.04.2026 р.	
2	Виконання загальної частини	02.05.2026 р.	
3	Виконання технологічної частини	09.05.2026 р.	
4	Виконання конструкторської частини	16.05.2026 р.	
5	Розробка креслеників	30.05.2026 р.	
6	Усунення недоліків після перевірки керівником роботи	10.06.2026 р.	
7	Перевірка роботи на академічний плагіат	15.06.2026 р.	
8	Рецензування роботи	21.06.2026 р.	
9	Захист кваліфікаційної роботи	22.06.2026 р.	

Дата видачі завдання 02 квітня 2026 р.

Здобувач вищої освіти _____ Олександр ЛІСОВИЙ

Керівник роботи _____ Володимир СВЯЦЬКИЙ

АНОТАЦІЯ

Лісовий О. О. Проект кривошипного кувально-штампувального пресу : кваліфікаційна бакалаврська робота: спец. 131 Прикладна механіка / наук. кер. В. В. Свяцький; Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. – Кропивницький: ЦНТУ, 2026. 41 с.

Креслеників – разом 3 аркуші формату А1.

Метою роботи є проєктний та перевірочний розрахунок механічного преса, основні кінематичні, силові та енергетичні параметри його роботи, вибір елементів приводу, муфти, гальма, електродвигуна і маховика, а також рішення щодо автоматизації роботи пресового обладнання.

Актуальність роботи: важливим завданням сучасного проєктування пресового обладнання є забезпечення необхідної продуктивності при мінімальних енергетичних витратах, високій довговічності вузлів та дотриманні вимог безпеки праці, у зв'язку з цим дослідження та розрахунок механічного преса з вибором його основних вузлів і розробкою елементів автоматизації є актуальним завданням для сучасного машинобудування.

Практична цінність роботи: побудовано та проаналізовано кінематичну схему преса, проведено розрахунок головного вала та пневмофрикційної муфти на міцність і працездатність, проведено розрахунки гальмівного пристрою та перевірено його працездатність у заданих умовах експлуатації, виконані енергетичний розрахунок преса та визначені необхідні параметри приводу, розроблено пропозиції щодо автоматизації роботи преса з метою підвищення продуктивності, надійності та безпеки його експлуатації.

Ключові слова: **кривошипний кувально-штампувальний прес, кінематична схема, розрахунок міцності, енергетичний розрахунок, автоматизація**

ANNOTATION

Oleksandr LISOVYI. Project of a crank forging and stamping press : qualification work for the educational level "Bachelor", specialty 131 Applied mechanics / Scientific supervisor Volodymyr SVIATSKYI : Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, 2026. 41 p.

Drawings – summary 3 sheets A1 format.

The purpose of the work is the design and verification calculation of a mechanical press, the main kinematic, power and energy parameters of its operation, the selection of drive elements, clutch, brake, electric motor and flywheel, as well as solutions for automating the operation of press equipment.

Relevance of the work: an important task of modern design of press equipment is to ensure the necessary productivity with minimal energy consumption, high durability of components and compliance with occupational safety requirements, in this regard, the study and calculation of a mechanical press with the selection of its main components and the development of automation elements is a relevant task for modern mechanical engineering.

Practical value of the work: the kinematic scheme of the press was built and analyzed, the strength and efficiency of the main shaft and the pneumatic friction clutch were calculated, the brake device was calculated and its efficiency was checked under the specified operating conditions, the energy calculation of the press was performed and the necessary drive parameters were determined, proposals were developed for automating the operation of the press in order to increase the productivity, reliability and safety of its operation.

Keywords: **crank forging and stamping press, kinematic scheme, strength calculation, energy calculation, automation**

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

Проект кривошипного кувально-штампувального пресу

КРБ.ПМ.26.07.31.00.00

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ПМ-23мб-3
ОПП «Комп’ютерний інжиніринг технологій,
робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 Прикладна механіка
_____ Олександр ЛІСОВИЙ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент
_____ Володимир СВЯЦЬКИЙ

Кропивницький 2026

Зміст

Вступ	6
1. Короткий опис преса	7
2. Кінематична схема преса.	9
3. Кінематичний розрахунок преса	10
4. Розрахунки головного вала	14
5. Розрахунки муфти	18
5.1.Перевірка на працездатність	18
5.2. Визначення тиску на третьових поверхнях.	20
5.3. Визначення робочого тиску повітря	21
5.4. Зусилля для подолання тертя в манжетах пневмоциліндра	22
5.5. Повне натискне зусилля	22
5.6. Робочі тиск повітря встановлюване в муфті	22
5.7. Наведений термін служби фрикційних елементів	23
6. Розрахунки гальма.	23
6.1. Перевірка на працездатність	24
6.2. Зусилля для подолання тертя в манжетах поршня	25
6.3.Активне натискне зусилля	26
6.4. Сумарне зусилля відвідних пружин	27
6.5. Тиск на фрикційному контакті	27
6.6. Перевірка $P_{раб}$ умовою розгальмовування	27
6.7. Наведений термін служби фрикційних елементів	28
7. Енергетичний розрахунок	28
8. Вибір електродвигуна	32
9. Вибір маховика	32
10. Автоматизація преса	35
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	36
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	37
ДОДАТКИ	39

Вступ

Кривошипно-ползунний механізм відноситься до групи універсальних виконавчих механізмів, основною перевагою яких є компактність і простота.

Поряд зі звичайними для кожної машини вузлами двигуном, передавальними механізмами (приводом) і виконавчим механізмом, у пресі є вузли для керування, налагодження, контролю і забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу, а також допоміжні вузли.

Джерелом енергії преса служить установлений на ньому асинхронний електродвигун. Необхідність встановлення асинхронного електродвигуна з маховиком визначається нерівномірністю споживання енергії в пресі за цикл і більшими піковими навантаженнями.

Привод від електродвигуна до виконавчого механізму складається із клиноремінної (від двигуна до маховика) передачі і зубчастої передачі.

Для забезпечення з'єднання виконавчого механізму із приводом у пресі передбачена муфта. Фіксацію відомої частини привода і виконавчого механізму в заданому положенні (крайнє верхнє або заднє неробоче положення повзуна) здійснюють гальмом. Своєчасне включення і вимикання муфти і гальма здійснюють системою керування. Вузол керування складається з електричних, механічних, пневматичних механізмів, за допомогою яких забезпечується своєчасне спрацьовування муфти або гальма, а також відповідне блокування.

До вузлів налагодження і контролю відносять механізм регулювання штапкової висоти, запобіжники від перевантаження, показчики зусилля, показчики положення кривошипа, механізми кріплення штампів, вузол зміни штапкових плит, запобіжні решітки штапкового простору і інші вузли. Наявність таких вузлів скорочує час простоїв преса, підвищує коефіцієнт використання встаткування.

До допоміжних вузлів ставляться вузол змащення, врівноважувачі повзуна, пневматичні подушки, що поліпшують умови роботи деталей інших вузлів преса і підвищувальні тим самим надійність усієї конструкції.

1. Короткий опис преса

Прес кривошипний, закритий простої дії, зусиллям 2500 КН. Призначений для гарячого штампування заготовок. Може застосовуватися для установки в автоматизований комплекс і роботи із засобами механізації в автоматичному режимі комплексу.

Станина преса звареної конструкції, закрита наземна.

Привод преса – закритого типу з розташуванням осей і валів паралельно фронту преса – здійснюється від електродвигуна. Передача від електродвигуна до ексцентрика – двоступінчаста. Від шків електродвигуна за допомогою клиноремінної передачі рух передається на маховик. Маховик установлений на проміжному валу. На іншому кінці проміжного вала встановлена шестірня, яка зачіпається із зубчастим колесом муфти. Зубчасте колесо муфти передає рух ексцентриковому валу. Муфта преса – фрикційна дводискова із пневматичним включенням, монтується на кінці ексцентрикового вала. Включення муфти здійснюється подачею повітря, а вимикання муфти відбувається скиданням повітря із циліндра.

Гальмо – фрикційне дводискове. Зусилля гальмування створюється пружинами. Управління преса кнопочове, змащення комбіноване, безперервне від централізованої системи рідкого циркуляційного змащення. Окремі вузли преса змазуються густим мастилом через певний період часу.

Висота закритого міжштампового простору регулюється індивідуальним електродвигуном.

Основні параметри і розміри преса занесено в таблицю 1.

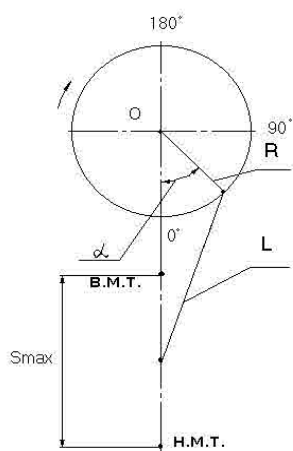
Таблиця 1

Основні параметри і розміри преса

Параметри	Розмірність	Значення
1. Номінальне зусилля	кН	2500
2. Хід повзуна	мм	350±1
3. Частота безперервних ходів	мін ⁻¹	60
4. Найбільша відстань між столом і повзуном у його нижньому положенні	мм	890±2
5. Регулювання між столом і повзуном	мм	10±0,6
6. Розмір стола (підштампової плити): ліворуч-праворуч попереду-назад	мм	1200-3,7 1400-2,6
7. Розмір повзуна	мм	1010,1120
11. Габарити преса в плані		
ліворуч-праворуч	мм	5310±50,0
попереду-назад	мм	4680±40,0
12. Найбільша висота над рівнем підлоги	мм	6400±60,0
13. Електродвигун головного привода: тип АК-3315М 2-Б потужність частота обертання	кВт мін ⁻¹	132 980
14. Вага преса	кг	198000

2. Кінематична схема преса

Передача руху до повзуна від електродвигуна здійснюється через клиноремінну і зубчасту передачі і кривошипно-шатунний механізм рис. 1. Кінематична схема преса зображена на рис. 2.



R - радіус кривошипа;

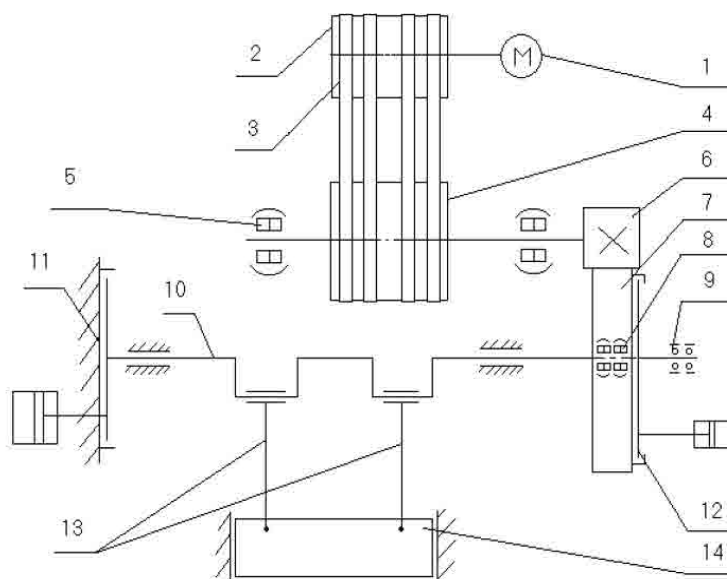
L - довжина шатуна;

α - кут повороту ведучого кривошипа;

S_{max} - повна довжина ходу повзуна;

$$S_{max} = 2R$$

Рисунок 1 – Кривошипно-шатунний механізм



1 – електродвигун; 2 – шків; 3 – ремінь; 4 – маховик; 5 – підшипники;

6,7 – прямозубі циліндричні шестірни; 8,9 – підшипники;

10 – вал ексцентрикний; 11 – маховик; 12 – муфта; 13 – шатун; 14 – повзун

Рисунок 2 – Кінематична схема преса

3. Кінематичний розрахунок преса

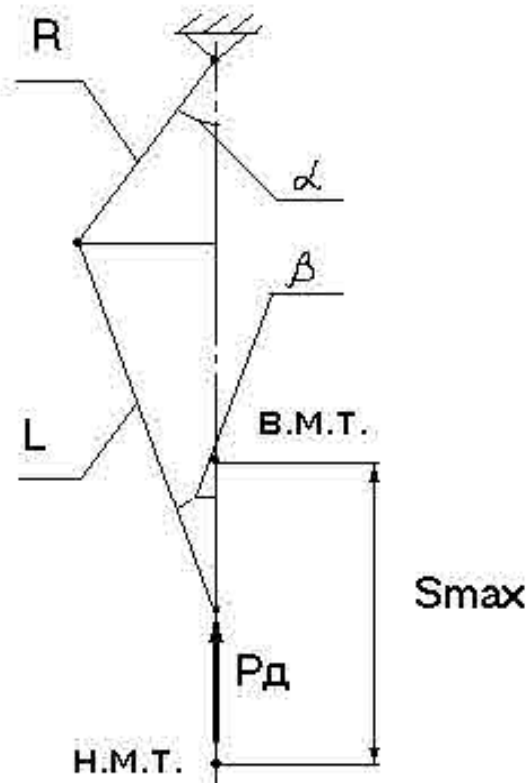


Рисунок 3 – Кривошипно-шатунний механізм

Кривошипно-шатунний механізм (див. рис. 3), застосовують у якості головного виконавчого механізму в більшості пресів простої і багаторазової дії. Кривошипно-шатунний механізм має чотири ланцюги, відноситься до плоских механізмів з одним ступенем рухливості. Механізм складається із провідного кривошипа і шатуна з повзуном.

Результатом кінематичного розрахунків є побудова кінематичних діаграм шляхи S , швидкості V , і прискорення j , для одного циклу зворотно-поступального руху повзуна кривошипно-шатунного механізму. Вихідною величиною для розрахунків є значення повного ходу повзуна $S_{\max}$.

3.1. Побудова графіка переміщень повзуна, $S=f_1(\alpha)$.

Радіус кривошипа знайдемо з наступної формули: $S_{\max} = 2R$, одержимо $R=175$ мм;

По [1] $\lambda = 0,150$, тоді $L = \frac{R}{\lambda} = \frac{175}{0.150} = 1167$ мм.

Дані для побудови графіка переміщень повзуна одержимо, скориставшись наступною формулою:

$S = R \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda(1 - \cos 2\alpha)}{4} \right)$, а отримані дані занесемо в таблицю 2.

Таблиця 2

$\alpha, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
S, см	0	2,7	9,7	18,8	27,2	32,9	35,0	32,9	27,2	18,8	9,7	2,7	0

Побудуємо графік $S=f_1(\alpha)$, рис. 4.

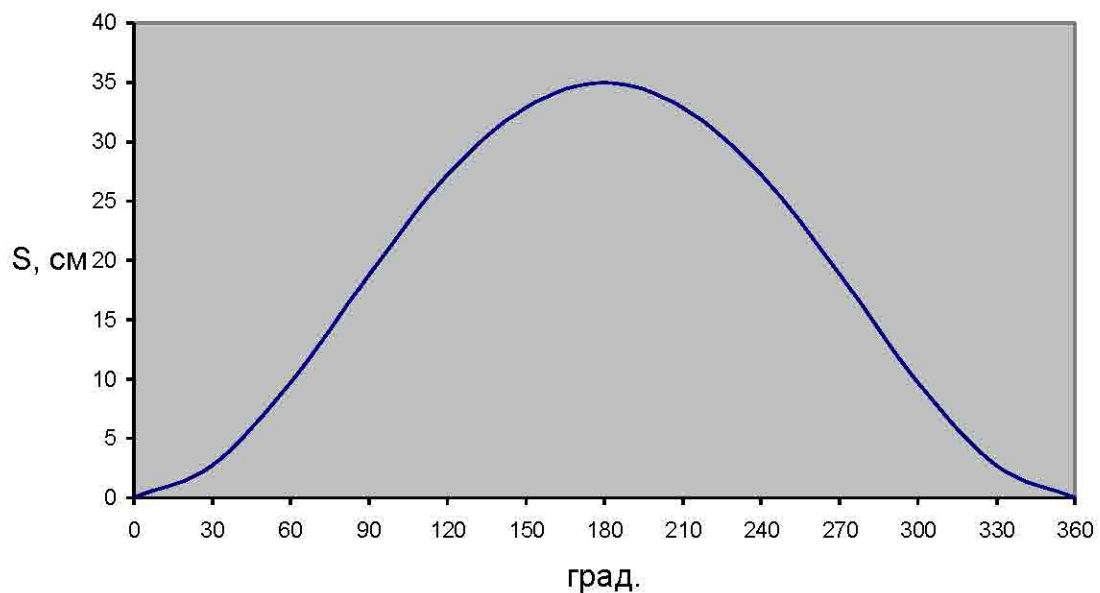


Рисунок 4 – Графік переміщень для одного циклу зворотно-поступального руху повзуна кривошипно-шатунного механізму, $S=f_1(\alpha)$.

3.2. Побудова графіка швидкостей повзуна, $V=f_2(\alpha)$.

Дані для побудови графіка швидкостей повзуна, одержимо, скориставшись наступними формулами [3]:

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

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

одержимо $\omega = 6,28 \text{ c}^{-1}$.

Отримані дані занесемо в таблицю 3.

Таблиця 3

$\alpha, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
V, м/с	0	0,62	1,02	1,09	1,02	0,62	0	-0,62	-1,02	-1,09	-1,02	-0,62	0

Побудуємо графік $V=f_2(\alpha)$, рис. 5.

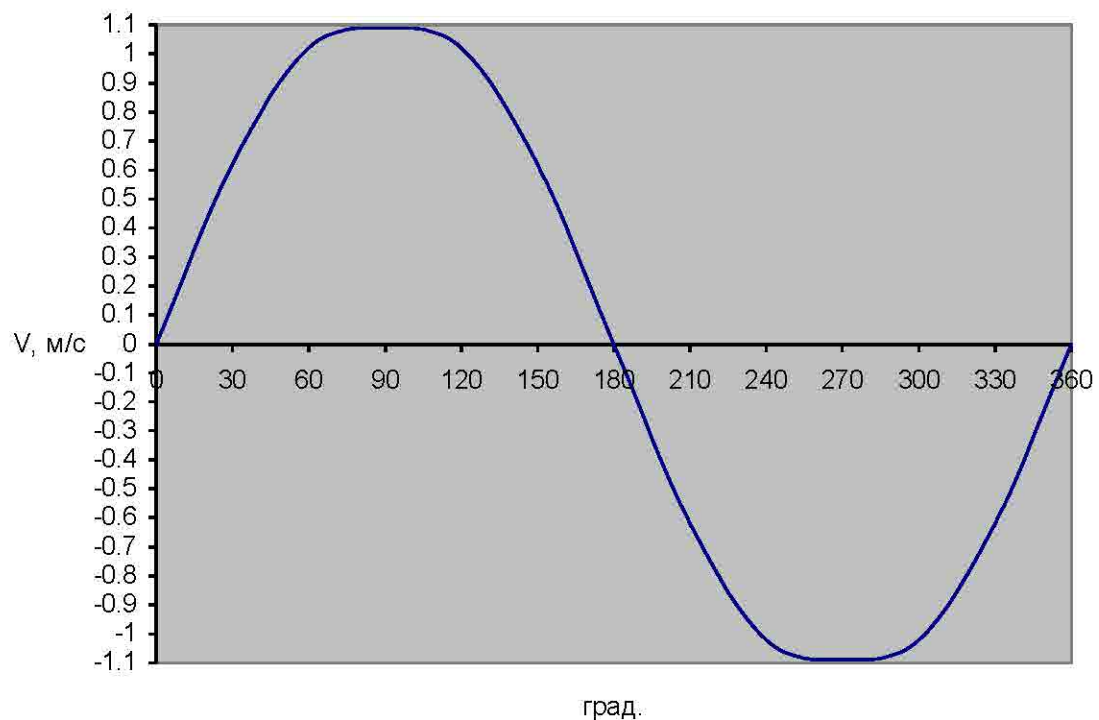


Рисунок 5 – Графік швидкостей для одного циклу зворотно-поступального руху повзуна кривошипно-шатунного механізму, $V=f_2(\alpha)$.

3.3. Побудова графіка прискорень повзуна, $j=f_3(\alpha)$.

Дані для побудови графіка прискорень повзуна, одержимо скориставшись наступною формулою [3]:

$$j = R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

а отримані дані занесемо в таблицю 4.

Таблиця 4

$\alpha, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$j, \text{м/с}^2$	7,9	6,4	2,9	-1,0	-3,9	-5,4	-5,8	-5,4	-3,9	-1,0	2,9	6,4	7,9

Побудуємо графік $V=f_3(\alpha)$, рис. 6.

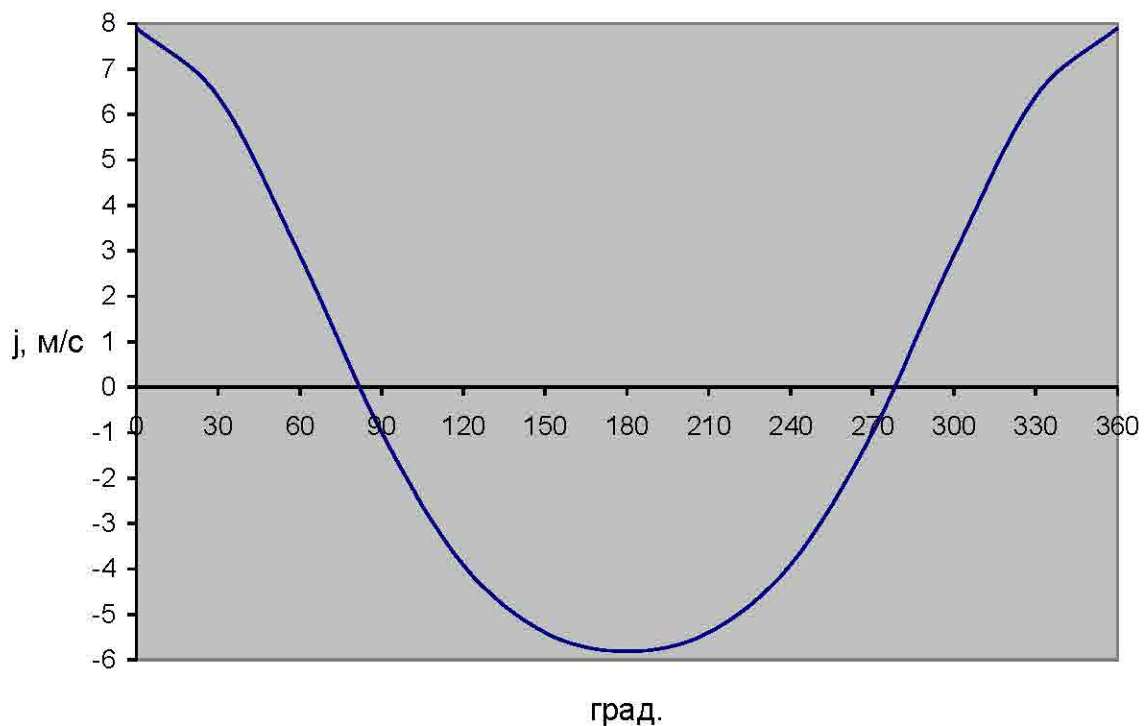


Рисунок 6 – Графік прискорень для одного циклу зворотно-поступального руху повзуна кривошипно-шатунного механізму, $V=f_3(\alpha)$.

4. Розрахунки головного вала

Головний вал – основна і найбільш відповідальна деталь виконавчого механізму механічних пресів. Є найбільш слабкою ланкою, що охороняє станину від поломки, головний вал визначає силову характеристику преса, таким чином припустиме навантаження на повзуні, а також міцність інших деталей привода преса визначають виходячи з міцності головного вала.

Матеріал головного вала вибирається залежно від вимог до всієї конструкції преса. У пресі серійного випуску, малих і середніх по розмірах, вал виготовляють зі сталі 40Х.

При робочому ході вал навантажується зусиллям від технологічної операції штампування, що передається через шатун крутним моментом від зубчастого колеса і нормальним тиском на зуб колеса при установці маховика на проміжному валу. Механічні преси в більшості випадків можна розглядати як тихохідні машини, тому силами інерції нехтують.

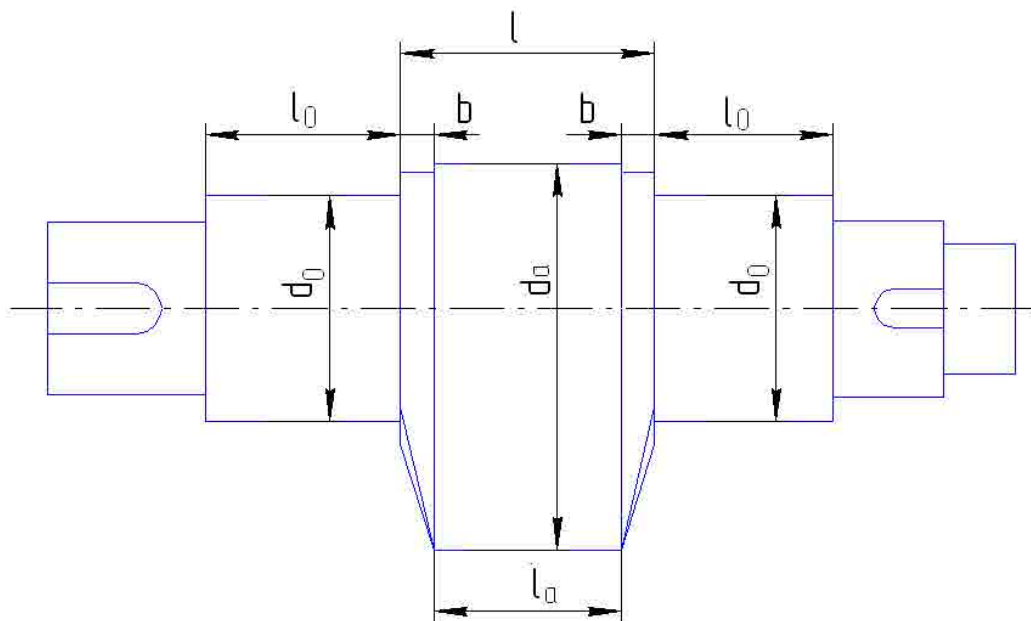


Рисунок 7 – Головний вал кривошипного преса, закритої простої дії, зусиллям 2500 кН

4.1. Вихідні дані.

Матеріал вала, що розраховується, 40Х, термічна обробка – нормалізація або поліпшення до НВ 230-280, температура ТО = 840-860 °С, $\sigma_s = 800$ МПа, $\sigma_s = 600$ МПа, $\sigma_{-1s} = 360$ МПа, $\tau_{-1} = 220$ МПа, $\psi_{sz} = 0,15$, $\psi_{круч} = 0,1$.

Загальний фонд часу роботи вала $T_c = 15000-18000$ годин, група машин – IV, коефіцієнт еквівалентного навантаження $k_e = 0,62$, число обертів вала $n_b = 60 \text{ хв}^{-1}$, запас міцності $n = 1,5$. Дані обрано з таблиці 6 [1 частина 1].

4.2. Зусилля на повзуну, що допускається міцністю вала.

Дане зусилля визначимо по наступній формулі [1]:

$$P_d = \frac{0,1 d_o^3 \cdot \sigma_{-1s}}{k_e \cdot n \cdot \sqrt{0,004 \cdot l_o^2 \cdot \Phi_\sigma^6 + \Phi_\tau^6 \cdot (0,5 \cdot m_k + 0,085 \cdot d_o)^2}}, \text{ кН}$$

де d_o – діаметр опорної шийки вала, m_k – відносний крутний момент, $\Phi_\tau^6, \Phi_\sigma^6$ – константа міцності при крутінні в перетині В-В.

Обчислимо припустиме зусилля по формулі (6) для кута $\alpha = 15^\circ-360^\circ$ і побудуємо графік.

Отримані зусилля на повзуну, що залежать від міцності вала і від кута повороту вала занесемо в таблицю 5.

Таблиця 5

$\alpha,^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
-----------------	---	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

$P_{d,T}$	814	529	405	350	408	587	814	514	398	344	367	514	814
-----------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

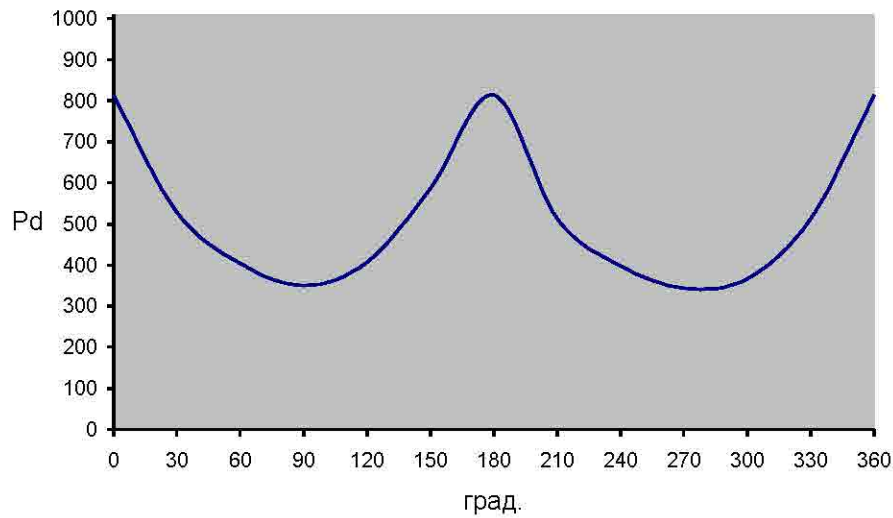


Рисунок 7 – Графік, що відображає залежність зусилля на повзуну P_D (обумовленого міцністю вала), від кута повороту вала

4.3. Побудова графіка наведеного плеча сили

$$m_K = f(\alpha).$$

Для визначення значень m_K скористаємося наступною формулою [3]:

$$m_K = m_K^I + m_K^{\mu}. \quad (7)$$

4.4.1. Розрахуємо значення m_K^I , по формулі [3]:

$$m_K^I = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (8)$$

Отримані дані занесемо в таблицю №6.

Таблиця 6

$\alpha, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
m_K^I , мм	0	68,6	118,6	137,2	118,6	68,6	0	- 68,6	- 118,6	- 137,2	- 118,6	- 68,6	0

4.4.2. Розрахуємо значення m_K^{μ} , по наступній формулі [3]:

$$m_K^\mu = \mu [(1+\lambda) r_A + \lambda r_B + r_O].$$

Одержимо $m_K^\mu = 30_{\text{мм}}$.

4.4.3. Значення m_K , розрахуємо по наступній формулі [3]:

$$m_K = m_K^H + m_K^\mu.$$

Отримані дані занесемо в таблицю 7.

Таблиця 7

$\alpha, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$m_K, \text{мм}$	30	98,6	148,6	167,2	148,6	98,6	30	- 38,6	- 88,6	- 107,2	- 88,6	- 38,6	-30

Згідно з таблицею 7 побудуємо графіки $m_K = f(\alpha)$ рис. 7,

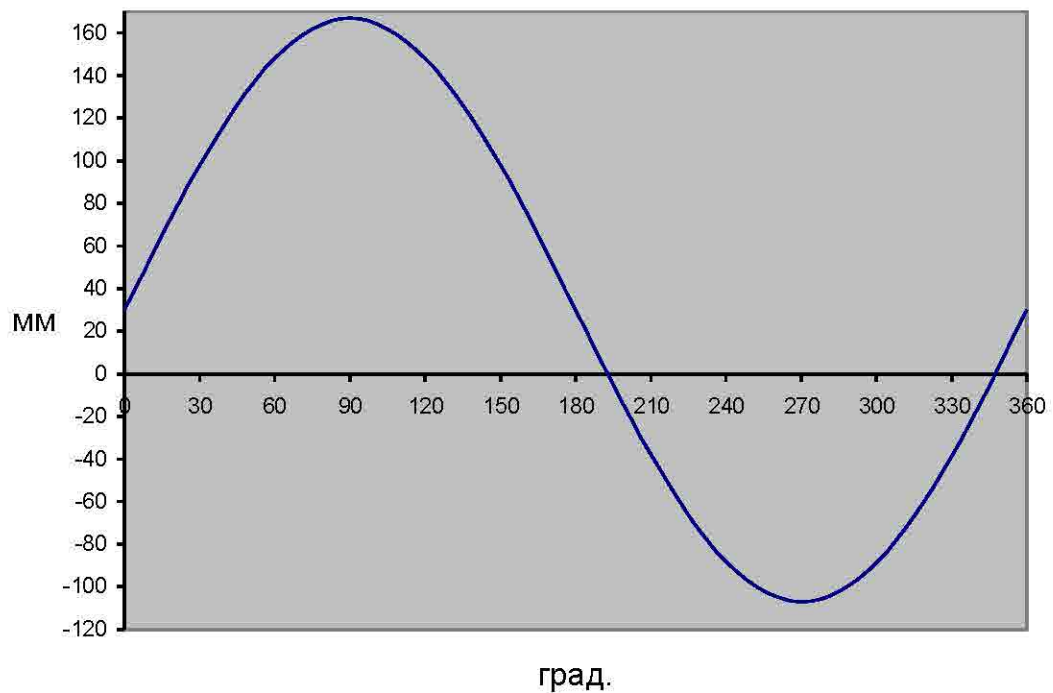


Рисунок 8 – Графік, що відображає залежність наведеного плеча сили m_K від кута повороту вала

5. Розрахунки муфти.

Муфти кривошипних пресів ставляться до керованих зчіпних пристроїв і призначені для зчеплення і роз'єднання валів привода, що забезпечує пуск виконавчих механізмів преса на робочий хід або відключення за допомогою впливу на муфту через систему керування.

Передача крутного моменту у фрикційних муфтах проводиться за рахунок сил тертя між робочими поверхнями ведучих і відомих частин. Включення муфти проводиться за допомогою пневмоциліндра.

5.1.Перевірка на працездатність.

5.1.1. Сумарний момент інерції відомої частини привода.

Визначається по наступній формулі [3]:

$$I = \frac{A_B}{\omega},$$

де A_B – робота на включення муфти;

ω – номінальна кутова швидкість, $\omega=6,28 \text{ c}^{-1}$;

Роботу на включення муфти A_B , визначимо з наступного співвідношення [3]:

$$A_B = \kappa P_H H = 0,01 \times 250000 \times 0,35 = 875 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

Підставивши отримані дані у формулу (11), одержимо

$$I = \frac{875}{6,28^2} = 22,2 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

5.1.2. Робота сил тертя за одне включення.

Роботу сил тертя за одне включення визначимо по наступній формулі [3]:

$$A_{TP} = 5,5 \times 10^{-3} I n_M^2,$$

де $n_M = 60 \text{ хв}^{-1}$ – число обертів вала муфти;

$$A_{TP} = 5,5 \times 10^{-3} \times 22,2 \times 60^2 = 439,56 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

5.1.3. Умова працездатності.

Умова працездатності визначається наступною нерівністю [1]:

$$K = \frac{A_{TP} n_{BK} \kappa_{B3}}{F_{TP}} < [K]$$

де n_{BK} – число включень у хвилину;

$n_{BK} = (0,4 \div 0,8) n_H = 0,6 \cdot 60 = 36$ – для пресів із засобами автоматизації;

n_H – номінальне число ходів повзуна;

$\kappa_{B3} = 1$ – коефіцієнт взаємного перекриття;

F_{TP} – сумарна площа тертя, визначається по наступній формулі [3]:

$$F_{TP} = 2 \pi m R_{CP} B \kappa_{B3};$$

де $m=4$ – число поверхонь тертя;

R_{CP} – середній радіус тертя, визначається по наступній формулі [3]:

$$R_{CP} = 0,5(R_H + R_{BH});$$

$$R_{CP} = 0,5(80,15 - 70,66) = 74,5 \text{ см};$$

$B = 13 \text{ см}$ – ширина кільця тертя;

Підставивши дані у формули, одержимо, що

$$F_{TP} = 31814,48 \text{ см}^2; \quad K = 0,5 \kappa_2 \cdot \frac{M}{\text{см}^2} \cdot \text{хв.}$$

Значення, що допускається, показника зношування визначається по наступній формулі [3]:

$$[K] = 1,43 \cdot 10^{-2} V_{KP} S_{\Phi} (1 + b_V V_{CP});$$

де $V_{KP} = 170 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – критична температура нагрівання фрикційного матеріалу;

$S_{\Phi} = 1,08$ – наведений коефіцієнт охолодження, для зовнішніх

неоребрених, суцільних дисків;

b_V – коефіцієнт залежний від типу фрикційного вузла, $b_V = 0,06$ – для неоребраного диска муфти;

V_{CP} - лінійна швидкість на середньому радіусі, визначається по наступній формулі [1]:

$$V_{CP} = \frac{\pi n_M R_{CP}}{3000},$$

де $n_M = 60 \text{ хв}^{-1}$ – число обертів вала муфти;

одержимо $V_{CP} = 4,6 \text{ м/с}$;

Підставивши значення у формулу, одержимо

$$[K] = 3,3 \text{ кгс} \frac{\text{м}}{\text{см}^2} \cdot \text{хв}.$$

Із проведених розрахунків можна зробити вивід, що умова працездатності виконується $K < [K]$

5.2. Визначення тиску на тертьових поверхнях.

Для даних матеріалів при $\mu_q = \text{const}$ тиск q , визначається по формулі [3]:

$$q = \frac{M_P}{\mu_q F_{TP} R_{CP} \delta_\Phi} \leq [q], \quad [q] = 6 \text{ кгс/см}^2,$$

де M_P – розрахунковий момент тертя, визначається по формулі [3]:

$$M_P = K_M * M_{KP},$$

$K_M = 1,1$ – для КГПП, показник моменту муфти;

$M_{KP} = 345 \cdot 10^4 \text{ кг} \cdot \text{см}$ – максимальний крутний момент, який повинна передавати муфта;

По формулі одержимо

$$M_P = 1,1 \cdot 345 \cdot 10^4 = 379,5 \cdot 10^4 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

$\delta_\Phi = 1,045$ – коефіцієнт форми поверхні тертя;

Тоді

$$q = \frac{379,5 \cdot 10^4}{0,36 \cdot 3181448 \cdot 74,5 \cdot 1,045} = 4,3 < [q] \text{ кгс/см}^2.$$

5.3. Визначення робочого тиску повітря.

Знаходимо складові повного натискного зусилля.

Активне натискне зусилля, визначається по наступній формулі [3]:

$$Q_{AKT} = \pi q K_{B3} (R_H^2 - R_{BH}^2)$$

Підставивши чисельні значення у формулу, одержимо

$$Q_{AKT} = 3,14 \cdot 4,3 \cdot 1 (80,15^2 - 70,66^2) = 19323 \text{ кгс.}$$

Сумарне зусилля відвідних пружин, визначається по наступній формулі [3]:

$$Q_{IP} = m_{IP} P''_{IP},$$

де $m_{IP} = 12$ – кількість пружин;

P''_{IP} – розрахункове зусилля пружин, що розбудовується у включеній муфті при зношених прокладках, визначається по формулі [3]:

$$P''_{IP} = \frac{P_{IP}}{1 - (1 - \psi_{IP}) \left(1 - \frac{\Delta}{h_H} \right)},$$

де P_{IP} – робочі зусилля затягування однієї пружини:

$$P_{IP} = \frac{P_{C1} F_n}{m_{IP}},$$

де P_{C1} – тиск статичного опору руху поршня при наповненні ($\frac{\text{атм} \cdot \text{см}^2}{\text{кг}}$), $P_{C1} = 0,35$ при числі ходів у хвилину від 30÷60;

F_n – площа поршня пневмоциліндра [3]:

$$F_n = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 (157^2 - 116^2)}{4} = 8786,5 \text{ см}^2;$$

ψ_{IP} – коефіцієнт зміни зусилля, $\psi_{IP} = 0,75$ – для пружин муфт;

$h_H = 0,5$ див – порожній хід поршня пневмоциліндра;

Підставивши числові значення у формули, одержимо

$$P_{PP} = \frac{0,35 \cdot 8786,5}{12} = 256,2 \text{ кгс};$$

$$P_{PP}'' = \frac{256,2}{1 - (1 - 0,75) \left(1 - \frac{0,1}{0,5} \right)} = 320 \text{ кгс};$$

$$Q_{PP} = 12 \cdot 320 = 3840 \text{ кгс}.$$

5.4. Зусилля для подолання тертя в манжетах пневмоциліндра.

Визначається по наступній формулі [1]:

$$Q_{TP} = \pi \mu_o (D_{II} b_o'' + d_{II} b_o') m_o (P_P + 1)$$

де $\mu_o = 0,08$ – коефіцієнт тертя в манжетах;

$D_{II} = 157 \text{ см}$, $d_{II} = 116 \text{ см}$ – зовнішній і внутрішній діаметри пневмоциліндра;

$b_o'' = b_o' = 1,6 \text{ см}$ – ширина манжет;

$m_o = 2$ – кількість манжет;

$P_P = 5 \text{ кгс/см}^2$ – робочі тиск повітря в цеховій мережі;

Підставивши числові значення у формулу, одержимо

$$Q_{TP} = 3,14 \cdot 0,08 (157 \cdot 1,6 + 116 \cdot 1,6) \cdot 2 \cdot (5 + 1) = 1317 \text{ кгс};$$

5.5. Повне натискне зусилля.

Визначається по наступній формулі [1]:

$$Q_n = Q_{AKT} + Q_{PP} + Q_{TP},$$

Підставивши числові значення у формулу (27), одержимо

$$Q_n = 17931 + 3840 + 1317 = 23088 \text{ кгс};$$

5.6. Робочі тиск повітря встановлюване в муфті.

Визначається по наступній формулі [1]:

$$F_{PAB} = \frac{Q_n}{F_n},$$

одержимо $F_{PAB} = 2,6 \text{ кгс/см}^2$;

5.7. Наведений термін служби фрикційних елементів.

Визначається по наступній формулі [1]:

$$D = \frac{1,5 h^* K_{BS}}{n_{CM} I_{L(q)} K K_\phi},$$

де $h^* = 0,7 \cdot h_n m = 0,7 \cdot 0,5 \cdot 4 = 1,4$ див – ресурс на зношування;

$n_{CM} = 3$ - число змін;

$I_{L(q)} = 0,15 \text{ мк} \cdot \text{див}^2 / \text{кгс} \cdot \text{м}$ – лінійна інтенсивність при постійному тиску

$q = 5,4 \text{ кгс/див}^2$;

$K_\phi = 1,2$ - коефіцієнт динамічного навантаження, при $n_M < 80 \text{ про/хв}$;

Підставивши числові значення у формулу (29), одержимо

$$D = \frac{1,5 \cdot 1,4 \cdot 1}{3 \cdot 0,015 \cdot 0,5 \cdot 1,2} = 6,9 \text{ мес.}$$

6. Розрахунки гальма.

Для скорочення часу зупинки елементів привода і виконавчого механізму після включення муфти в пресах установлюють гальмові пристрої, що поглинають енергію частин, що зупиняються, і перетворюють її в теплову енергію. Теплова енергія розсіюється в навколишньому просторі. Крім того гальмові пристрої забезпечують утримання елементів виконавчого механізму в положенні відповідному до верхнього положення повзуна.

Надійність роботи гальмових пристроїв найважливіша умова безпечної роботи на кривошипних пресах.

Гальмо маховика призначене для припинення роботи преса, на перерву або при необхідності реверсу обертання привода. Розрахунки фрикційного гальма аналогічний розрахункам фрикційної муфти.

6.1. Перевірка на працездатність.

6.1.1. Сумарний момент інерції.

Визначається по наступній формулі [3]:

$$I_2 = \frac{A_B}{\omega^2},$$

Підставивши числові значення у формулу, одержимо

$$I_2 = \frac{875}{6,28^2} = 22,2 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

6.1.2. Робота сил тертя за одне включення.

Роботу сил тертя за одне включення визначимо по формулі [3]:

$$A_{TP} = 5,5 \times 10^{-3} I_2 n_M^2,$$

де $n_M = 45 \text{ хв}^{-1}$ – число обертів вала муфти;

$$A_{TP} = 5,5 \times 10^{-3} \times 22,2 \times 60^2 = 439,56 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

6.1.3. Умова працездатності.

Умова працездатності визначається наступною нерівністю [1]:

$$K = \frac{A_{TP} n_{BK} K_{B3}}{F_{TP}} < [K]$$

де n_{BK} – число включень у хвилину;

$n_{BK} = (0,4 \div 0,8) n_H = 0,6 \cdot 60 = 36$ – для пресів із засобами автоматизації;

n_H – номінальне число ходів повзуна;

$K_{B3} = 1$ – коефіцієнт взаємного перекриття;

F_{TP} – сумарна площа тертя, визначається по наступній формулі [3]:

$$F_{TP} = 2 \pi m R_{CP} B K_{B3},$$

де $m = 2$ – число поверхонь тертя;

R_{CP} – середній радіус тертя, визначається по наступній формулі [3]:

$$R_{CP} = 0,5(R_H + R_{BH})$$

Згідно з формулою $R_{CP} = 0,5(50 - 35) = 42,5 \text{ см}$.

$B = 13 \text{ см}$ – ширина кільця тертя;

Підставивши дані у формули, одержимо, що

$$F_{TP} = 6939,4 \text{ см}^2; K = 2,3 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{см}^2 \cdot \text{хв};$$

Значення, що допускається, показника зношування визначається по наступній формулі [3]:

$$[K] = 1,43 \cdot 10^{-2} V_{KP} S_{\Phi} (1 + b_V V_{CP}),$$

де $V_{KP} = 170 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – критична температура нагрівання фрикційного матеріалу;

$S_{\Phi} = 1,08$ – наведений коефіцієнт охолодження, для зовнішніх неоребренных, суцільних дисків;

b_V – коефіцієнт залежний від типу фрикційного вузла, $b_V = 0,02$ – для неоребренного диска муфти;

V_{CP} – лінійна швидкість на середньому радіусі, визначається по наступній формулі [1]:

$$V_{CP} = \frac{\pi n_M R_{CP}}{3000},$$

де $n_M = 60 \text{ хв}^{-1}$ – число обертів вала муфти;

одержимо $V_{CP} = 2,6 \text{ м/с}$;

Підставивши числові значення у формулу, одержимо

$$[K] = 2,7 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{см}^2 \cdot \text{хв};$$

Із проведених розрахунків можна зробити вивід, що умова працездатності виконується: $K < [K]$

6.2. Зусилля для подолання тертя в манжетах поршня.

Визначається по наступній формулі [1]:

$$Q_{TP} = \pi \mu_o (D_H b_o'' + d_H b_o') m_o (P_H + 1)$$

де $\mu_o = 0,08$ – коефіцієнт тертя в манжетах;

$D_H = 94$ см, $d_H = 36$ см – зовнішній і внутрішній діаметри пневмоциліндра;

$b_o'' = b_o' = 1,6$ см – ширина манжет;

$m_o = 2$ – кількість манжет;

$P_H = 5$ кгс/см² – робочі тиск повітря в цеховій мережі;

Підставивши числові значення у формулу, одержимо

$$Q_{TP} = 3,14 \cdot 0,08 (94 \cdot 1,6 + 36 \cdot 1,6) \cdot 2 \cdot (5 + 1) = 627 \text{ кгс};$$

6.3. Активне натискне зусилля.

Активне натискне зусилля, визначається по наступній формулі [3]:

$$Q_{AKT} = P_{PP} m_{PP} - Q_{TP},$$

де P_{PP} – робочі зусилля затягування однієї пружини, визначається по формулі [3]:

$$P_{PP} = \frac{P_{C1} F_n}{m_{PP}},$$

де P_{C1} – тиск статичного опору руху поршня при наповненні ($\frac{\text{атм} \cdot \text{см}^2}{\text{кг}}$),

$P_{C1} = 0,35$ при числі ходів у хвилину від 30÷60;

$m_{PP} = 12$ – кількість пружин;

F_n – площа поршня пневмоциліндра, визначається по формулі [3]:

$$F_n = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 (94^2 - 36^2)}{4} = 5918,9 \text{ см}^2;$$

Згідно з формулою, одержимо

$$P_{PP} = 172,6 \text{ кгс};$$

Підставивши чисельні значення у формулу, одержимо

$$Q_{AKT} = 172,6 \cdot 12 = 1445 \text{ кгс.}$$

6.4. Сумарне зусилля відвідних пружин.

Визначається по наступній формулі [3]:

$$Q_{PP} = m_{PP} P''_{PP},$$

де $m_{PP} = 12$ – кількість пружин;

P''_{PP} – розрахункове зусилля пружин, що розбудовується у включеній муфті при зношених прокладках, визначається по формулі [3]:

$$P''_{PP} = \frac{P_{PP}}{1 - (1 - \psi_{PP}) \left(1 - \frac{\Delta}{h_H} \right)},$$

ψ_{PP} – коефіцієнт зміни зусилля, $\psi_{PP} = 0,75$ – для пружин муфт;

$h_H = 0,5$ див – порожній хід поршня пневмоциліндра;

Підставивши числові значення у формули, одержимо

$$P''_{PP} = \frac{172,6}{1 - (1 - 0,75) \left(1 - \frac{0,25}{0,5} \right)} = 197,3 \text{ кгс};$$

$$Q_{PP} = 12 \cdot 197,3 = 2367,6 \text{ кгс};$$

6.5. Тиск на фрикційному контактї.

$$q = \frac{Q_{AKT} m}{F_{TP}} = \frac{1445 \cdot 2}{8572,2} = 0,33 \text{ кгс/см}^2$$

6.6. Перевірка $P_{раб}$ умовою розгальмовування.

$$P_{РАБ\min} F_n \geq P''_{PP} m_{PP} + Q_{TP},$$

де F_n – робочий тиск повітря, визначається по наступній формулі [3]:

$$F_{РАБ} = \frac{Q_n}{F_n},$$

Q_n – повне натискне зусилля, визначається по формулі [3]:

$$Q_n = Q_{AKT} + Q_{PP} + Q_{TP},$$

Підставивши числові значення у формулу, одержимо

$$Q_n = 1445 + 2367,6 + 627 = 4439,6 \text{ кгс.}$$

Згідно з формулою одержимо

$$F_{PAB} = 0,75 \text{ кгс/см}^2.$$

За умовою розгальмовування одержимо,

$$4439,6 > 2994,6.$$

6.7. Наведений термін служби фрикційних елементів.

Визначається по наступній формулі [1]:

$$D = \frac{0,8 h^* K_{B3}}{n_{CM} I_{L(q)} K K_\delta},$$

де $h^* = 0,7 \cdot h_n m = 0,7 \cdot 0,5 \cdot 2 = 0,7 \text{ см}$ – ресурс на зношування;

$n_{CM} = 3$ – число змін;

$I_{L(q)} = 0,015 \text{ мк} \cdot \text{см}^2 / \text{кгс} \cdot \text{м}$ – лінійна інтенсивність при постійному тиску

$q = 5,4 \text{ кгс/см}^2$;

$K_\delta = 1,77$ - коефіцієнт динамічного навантаження, при $n_M < 80 \text{ ход/хв}$;

Підставивши числові значення у формулу, одержимо

$$D = \frac{0,8 \cdot 0,7 \cdot 1}{3 \cdot 0,015 \cdot 0,56 \cdot 1,77} = 7 \text{ міс.}$$

7. Енергетичний розрахунок.

Одним з найважливіших етапів розрахунків кривошипної машини є вибір її оптимальної енергоємності, яка визначається відношенням загальної запасеної енергії привода до ефективної енергії, що витрачається в період робочого ходу [5].

Для правильного визначення параметрів потрібно виявити всі втрати енергії при роботі преса і установити ступінь їх впливу на працездатність

машини [5].

Баланс енергії за один технологічний цикл складається з роботи, затраченої на включення муфти і розгін нерухливих частин A_B , роботи на холосте переміщення механізмів преса A_X , роботи на здійснення робочого ходу A_P і визначається по наступній формулі [5]:

$$A_{\Sigma} = A_B + A_X + A_P.$$

Роботу на включення муфти ухвалюємо залежно від номінального зусилля преса P_H і величини ходу повзуна H [5]:

$$\frac{A_M^*}{P_H H} = k, \quad k=0,01 \text{ для КГШП}$$

Згідно з формулою, одержимо

$$A_B = A_M^* = k P_H H = 0,01 \cdot 0,25 \cdot 10^7 \cdot 0,35 = 8750 \text{ Н}\cdot\text{м} = 8,75 \text{ КДж};$$

У свою чергу витрата енергії на робочий хід складається з наступних складових:

A_D - втрати на пластичну деформацію металу;

A_{TP} - втрати на тертя в зчленуваннях головного виконавчого механізму;

A_V - втрати на пружну деформацію деталей преса;

Визначається витрата енергії на робочий хід по наступній формулі [5]:

$$A_P = A_D + A_{TP} + A_V.$$

Роботу деформування A_D визначають по наступній формулі [5]:

$$A_D = \int_{S_H} P_D \cdot dS = k_{mo} P_H H,$$

де k_{mo} - коефіцієнт повноти технологічної операції, $k_{mo}=0,023$ для гарячого штампування;

P_H - номінальне зусилля;

H - хід повзуна;

Підставивши чисельні значення у формулу, одержимо

$$A_D = 0,023 \cdot 0,25 \cdot 10^7 \cdot 0,35 = 20125 \text{ Н} \cdot \text{м} = 20,1 \text{ КДж};$$

Визначимо втрати на тертя в зчленуваннях головного виконавчого механізму. Робота тертя A_{TP} залежить від конструктивних особливостей виконавчого механізму і визначається по наступній формулі [5]:

$$A_{TP} = m_k^\mu \int_{\alpha_P} P_D \cdot d\alpha ,$$

де m_k^μ - наведене плечі тертя, визначається по формулі:

$$m_k^\mu = \mu \left((1 + \lambda) r_a + \lambda r_B + r_O \right)$$

одержимо $m_k^\mu = 30 \text{ мм}$.

Інтеграл $\int_{\alpha_P} P_D \cdot d\alpha$, знайдемо по формулі:

$$\int_a^b f(X) dX = \frac{b-a}{3 \cdot n} \left[\frac{y_0 + y_n}{2} + (y_1 + y_2 + \dots + y_{n-1}) + 2 \left(y_{\frac{1}{2}} + y_{\frac{3}{2}} + \dots + y_{n-\frac{1}{2}} \right) \right];$$

Таблиця 8

n	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
x	180	180,5	181	181,5	182	182,5	183	183,5	184
y	884	881	878	875	873	870	867	865	860

Визначимо значення інтеграла, по формулі (52), користуючись значеннями з таблиці 8:

$$\int_{\alpha_P} P_D \cdot d\alpha = \frac{\pi}{180} \frac{184-180}{3 \cdot 4} \left[\frac{884-860}{2} + (878+873+867) + 2(881+875+870+865) \right] = 58 \text{ тс}$$

Згідно з формулою, визначимо значення роботи тертя A_{TP} :

$$A_{TP} = 0,03 \cdot 580 = 17,4 \text{ КДж.}$$

Роботу на пружну деформацію станини визначимо по наступній формулі [5]:

$$A_V = P_D^2 \frac{f}{2},$$

де f – пружна деформація на кожен тонну зусилля на повзуну,
 $f = 0.025 \text{ мм};$

Підставивши чисельні значення у формулу, одержимо

$$A_V = 250^2 \frac{0,035}{4} = 5,46 \text{ КДж.}$$

Визначимо витрата роботи на холосте переміщення, по формулі [5]:

$$A_X = k A_D,$$

де $k = 0,4$ для КГПП;

одержимо $A_X = 0,4 \cdot 20,1 = 8,04 \text{ КДж.}$

Визначимо витрата енергії на робочий хід, згідно з формулою:

$$A_P = 20,1 + 17,4 + 5,46 = 42,96 \text{ КДж.}$$

Визначимо баланс енергії за один технологічний цикл по формулі:

$$A_{Ц} = 8,75 + 8,04 + 42,96 = 59,75 \text{ КДж.}$$

8. Вибір електродвигуна.

Вирішальним фактором при виборі системи електропривода кривошипних пресів є економічна доцільність у комбінації з технічними вимогами.

Більшість кривошипних пресів обладнається маховиковим приводом з асинхронним трифазним електродвигуном з коротко замкненим ротором. Це пояснюється простотою їх пристрою, відносно невисокою вартістю, надійністю і безвідмовністю роботи.

Потребная потужність асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором, визначається по наступній формулі [5]:

$$N_H = \frac{k_3(n_e A_e + A_P) + A_X}{t_{\text{Ц}}},$$

де $k_3=1,3$ – коефіцієнт запасу;

n_e - число включень, залежить від номінального числа ходів преса $n_H=60 \text{ хв}^{-1}$ і коефіцієнта використання преса $k_e=0,6$, визначається по формулі [5]:

$$n_e = n_H k_B,$$

одержимо $n_e = 60 \cdot 0,6 = 36 \text{ хв}^{-1}$;

$t_{\text{Ц}}$ - час циклу, визначається по наступній формулі [5]:

$$t_{\text{Ц}} = \frac{60}{n_e},$$

згідно з формулою, одержимо $t_{\text{Ц}} = \frac{60}{36} = 1,67 \text{ сек.}$

Підставивши чисельні значення у формулу, визначимо потрібну потужність асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором:

$$N_H = \frac{1,3(0,35 \cdot 8,75 + 42,96) + 8,04}{1,67} = 40,6 \text{ кВт};$$

По каталогу вибираємо електродвигун 4АНК250SBX3 ($N_H = 45 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ про/хв}$).

9. Вибір маховика.

В інженерній практиці широко застосовують спрощені розрахунки, коли момент інерції махових мас і властиво маховика визначають по надлишковій роботі, при цьому припустимою нерівномірністю обертання

маховика задаються за аналогією з наявним виробничим досвідом або розраховують по формулах з експериментальними коефіцієнтами.

Визначимо роботу маховика по наступній формулі [5]:

$$A_M = A_P - A_{ED},$$

де A_{ED} - робота електродвигуна (у період робочого навантаження), віднесена до вала провідного кривошипа, визначається по формулі [5]:

$$A_{ED} = N_H t_P \eta,$$

де $t_P = 0,15$ – період робочого навантаження;

$\eta = \eta_1 \eta_2$ - КПД передач: $\eta_1 = 0,96$ - КПД зубчастої передачі

$\eta_2 = 0,95$ - КПД ремінної передачі, одержимо $\eta = 0,96 \cdot 0,95 = 0,91$;

Визначимо роботу електродвигуна по формулі:

$$A_{ED} = 40600 \cdot 0,15 \cdot 0,91 = 5,5 \text{ КДж.}$$

Маховик робить роботу A_M за рахунок віддачі кінетичної енергії ΔU_M , тобто $A_M = \Delta U_M$, яка визначається по формулі [5]:

$$\Delta U_M = J_M \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2},$$

де $\omega_{\max}$ – максимальна кутова швидкість маховика перед початком робочого ходу; у межах необхідної точності, її можна розрахувати по номінальній частоті обертання маховика;

$\omega_{\min}$ – мінімальна кутова швидкість наприкінці активного ходу;

Гальмування маховика характеризується коефіцієнтом нерівномірності ходу:

$$\delta = \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{\omega_{CP}^2} = 2 k_3 \varepsilon_3 (S_n + S_H)$$

де $\omega_{CP} = \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2}$ - середня кутова швидкість;

$k_3 = 1,3$ – коефіцієнт запасу;

$\varepsilon_3=0,9$ – коефіцієнт залежний від ковзання між номінальним і критичним ковзанням електродвигуна;

$S_n=0,01$ – пружне ковзання ремінної передачі;

$S_H=0,05$ – номінальне ковзання;

Згідно з формулою, одержимо $\delta = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,9(0,06 + 0,01) = 0,14$;

І остаточно одержимо [5]:

$$\Delta U_M = J'_M \omega_{CP}^2 \delta = J'_M \left[\frac{\pi n_{CP}}{30} \right]^2 \delta,$$

Або, по балансовій відповідності

$$J'_M = \frac{A_P - A_{ЭД}}{\left[\frac{\pi n_{CP}}{30} \right]^2 \delta},$$

де $n_{CP} = 270$ про/хв – середня частота обертання маховика.

Підставивши чисельні значення у формулу, одержимо

$$J'_M = \frac{42,96 - 5,5}{\left[\frac{3,14 \cdot 270}{30} \right]^2 0,14} = 335 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2.$$

Визначимо час розгону маховика при первісному пуску двигуна, по наступній формулі [5]:

$$T = \frac{1,2 J_M n_M^2 10^{-5}}{N},$$

де $n_M = 270$ про/хв – номінальна частота обертання маховика;

Підставивши чисельні значення у формулу, одержимо

$$T = \frac{1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 335 \cdot 270^2}{40,6} = 7,2 \text{ сек.}$$

10. Автоматизація преса.

Прогрес у машинобудуванні і об'єктивний хід розвитку виробництва показує, що автоматизація виробничих процесів є важливою технічною, економічною і соціальною проблемою.

Технічна необхідність автоматизації обумовлена наявністю всі протиріччя, що збільшується, між обмеженими можливостями оператора і усі зростаючими швидкостями і силовими параметрами встаткування. Вишукування шляхів росту продуктивності праці, боротьба за підвищення ефективності виробництва, за зниження собівартості приводять до економічної необхідності автоматизації.

Автоматизація виробництва являє собою етап машинного виробництва, який характеризується звільненням людини від безпосереднього виконання функцій керування виробничими процесами і передачею цих функцій спеціальним пристроєм. При автоматизації технологічного процесу робітник не пов'язаний з ритмом роботи машини, і роль його зводиться до спостереження за роботою машини, її контрольних пристроїв або тільки до первісного налагодження автоматизованого агрегату. Автоматизація обумовлена подальшим розширенням механізації, використовує спеціальні технічні засоби для самоконтролю робіт окремих вузлів, заміняє человека в некоторых видах его интеллектуальной деятельности, делает непрерывным и более стабильным производственный цикл, оказывает воздействие на методы производства и даже на сам продукт.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз конструкції та принципу дії механічного преса, розглянуто його основні вузли, кінематичну схему та особливості функціонування. Це дозволило визначити взаємозв'язок між окремими елементами приводу та робочими органами машини.

2. Виконано кінематичний розрахунок преса, у результаті якого визначено основні параметри руху ланок механізму, передавальні співвідношення та кінематичні характеристики, необхідні для забезпечення заданого технологічного режиму роботи.

3. Проведено розрахунок головного вала на міцність і працездатність. Отримані результати підтвердили відповідність обраних конструктивних параметрів умовам експлуатації та забезпечення надійної передачі навантажень під час роботи преса.

4. Виконано перевірочні та проєктні розрахунки пневмофрикційної муфти і гальма, визначено контактні тиски, робочі параметри стисненого повітря, натискні зусилля та розрахунковий ресурс фрикційних елементів.

5. Проведено енергетичний розрахунок преса, на підставі якого визначено необхідні енергетичні характеристики приводу. Здійснено обґрунтований вибір електродвигуна та маховика, що забезпечують стабільну роботу обладнання при заданому режимі навантаження.

6. Розроблено рішення щодо автоматизації роботи преса, спрямовані на підвищення продуктивності, безпеки праці та надійності технологічного процесу. Запропоновані засоби автоматизації забезпечують ефективне керування робочим циклом обладнання.

7. Отримані результати свідчать про відповідність спроектованого преса вимогам міцності, надійності, енергоефективності та технологічності. Розроблена конструкція може бути рекомендована для практичного використання в умовах машинобудівного виробництва.

8. СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Живов Л. И., Овчиников А. Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. – Киев. Выща школа 1981.
2. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти : метод. рекомендації до виконання кваліфікаційної роботи за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти спец. 131 «Прикладна механіка» / [уклад. : К. Щербина, В. Шмельов, О. Скрипник, А. Гречка, О. Кузик] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. машинобудування, мехатроніки і робототехніки, каф. матеріалознавства і ливарного виробництва. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024 – 16 с.
3. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти : метод. рекомендації з оформлення кваліфікаційної роботи : спец. 131 Прикладна механіка / [уклад. : В. А. Мажара, А. І. Гречка, В. В. Свяцький та ін.] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. машинобудування, мехатроніки і робототехніки. Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – 40 с.
4. Кузнечно-штамповочное оборудование. Под ред. Банкетова А. Н., Ланского Е. Н.- М.: Машиностроение, 1982.
5. Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке / Романовский В. П. – [6-е изд.]. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1979. – 530 с.
6. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. 5-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1980.-728 с. - Т.1.
7. Ковка и штамповка. Справочник в 4 т. / Под ред. Е.И. Семенова. – Т.1. Материалы и нагрев. Оборудование. Ковка.– М.: Машиностроение,1985. – 567 с.

8. Ковка и штамповка : Справочник. В 4т. Т. 4. Листовая штамповка / Под ред. А.Д. Матвеева; Ред. совет: Е.И. Семенов/пред./ и др. - М.: Машиностроение, 1985–1987. – 544 с.: ил.

9. Боков В.М. Конструювання та виготовлення штампів. Штмп як об'єкт проектування. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий ТОВ “Імекс ЛТД”, 2005. – 236 с.

10. Боков В.М., Мірзак В.Я. Технологія холодного штампування. Курсове проектування. Листове штампування. Навчальний посібник. – Кіровоград. Поліграфічно-видавничий центр ТОВ "Імекс-ЛТД".2010. – 250 с.

11. Справочник по оборудованию для листовой штамповки / Л.И. Рудман, А.И. Зайчук, В.Л. Марченко и др.; Под ред. Л.И. Рудмана. – К.: Техніка, 1989.–231 с.

12. Плєснецов Ю. О. Ковальсько-штампувальне обладнання. Механічні преси: навч. посіб. / Ю.О. Плєснецов, В.О.Маковей – Х.: НТУ «ХП», 2014. – 236 с. ISBN 978-617-7188-69-7.

ДОДАТКИ