

УДК 621.979

[https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13\(44\).97-107](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).97-107)**С. Г. Карнаух**, доц., д-р техн. наук*Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ, Україна**e-mail: karnaukh.sergii@gmail.com*

Аналіз комбінованого застосування клиношарнірного і кривошипно-кругового механізмів

Встановлено, що комбіноване застосування клиношарнірного та кривошипно-кругового механізмів дозволяє принципово змінити характер навантаження пресової системи впродовж робочого циклу. Отримані кінематичні залежності свідчать про можливість зменшення пікових швидкостей і прискорень у завершальній фазі робочого ходу, що безпосередньо впливає на зниження динамічних навантажень. Доведено, що формування складного плоского руху інструмента сприяє концентрації деформації в зоні різання та зменшенню енергосилових параметрів процесу. Результати аналізу підтверджують доцільність застосування компактних виконавчих механізмів у пресовому обладнанні для розділення прокату.

клиношарнірний механізм, кривошипно-круговий механізм, розділення прокату, жорсткість преса, динамічні навантаження

Постановка проблеми. Процеси розділення прокату є завершальними операціями металургійного та металообробного виробництва і суттєво впливають на енергоефективність, точність геометричних параметрів та якість виробів. Найбільш поширеними засобами реалізації безвідходних процесів розділення прокату на мірні заготовки є механічні преси, ножиці та холодноломи [1].

Особливістю зазначених процесів є те, що в момент повного розділення заготовки відбувається різке зменшення опору деформуванню, що супроводжується миттєвим вивільненням накопиченої пружної енергії технологічної системи «прес – інструмент – заготовка». Це явище відоме як «енергія розвантаження» або «ефект відскоку» пресового устаткування. Воно супроводжується динамічним розвантаженням ковальсько-пресової машини, ударними навантаженнями, коливальними процесами та підвищеним зношуванням елементів обладнання. Викликає ударні хвилі в гідравлічних системах та пружні коливання в механічних станинах, руйнування фундаменту [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз сучасних досліджень з цього питання показує, що роботи ведуться по трьом основним напрямкам: механіка руйнування; вирішення проблеми розвантаження преса при розділенні як пасивними методами (фундамент, демпфери), так і активним керуванням приводом; підвищення жорсткості преса [3-5].

Основна увага приділяється механіці розділення металів [3]. Зокрема, у роботах, присвячених високошвидкісній точній відрізці зсувом, показано, що характер руйнування визначається адиабатичною локалізацією пластичної деформації [4], рівнем напружено-деформованого стану та швидкістю деформації матеріалу [5, 6]. А залежність між напруженням і деформацією набуває вираженого нелінійного

характеру. В роботі [6] показано, що за високих швидкостей деформації утворення зсувних смуг призводить до різкого зниження несучої здатності матеріалу та переходу до крихкого або квазікрихкого руйнування. Саме цей момент часто збігається з різким падінням сил опору розділенню та вивільненням пружної енергії системи. Це підтверджує, що процеси розділення прокату в пресових системах доцільно розглядати як статико-динамічні, в яких накопичення енергії відбувається поступово, а її вивільнення – імпульсно. Встановлено, що концентрація деформацій у зоні різання сприяє зниженню силових параметрів процесу та енерговитрат, однак при цьому зростає роль динамічних ефектів у завершальній фазі розділення [5].

У роботах [6 – 8], присвячених безвідходному розділенню прокату, процес розділення розглядається з позицій енергосилової взаємодії між заготовкою та елементами пресового обладнання. Так в роботі [7] розглядається динаміка кривошипно-повзунного механізму в умовах високої швидкості та великих навантажень для пресових систем. Показано, що максимальні динамічні навантаження на вузли преса виникають не при досягненні максимального зусилля різання, а в момент завершення розділення та подальшого розвантаження системи, що підтверджує актуальність детального дослідження цього етапу.

Використання розумних магнітореологічних демпферів для поглинання енергії, яка вивільняється при розриві металу демпферів на пресах є частковим вирішенням проблеми розділювальних операцій [9].

У роботі [7] пропонується вирішення проблеми ударних навантажень, коливальних процесів при розділенні не пасивними методами (фундамент, демпфери), а активним керуванням приводом. Це демонструє перехід від традиційних кривошипних пресів до сервоприводних систем, які дозволяють програмно гасити шкідливі коливання. Запропоновано оптимізовану криву руху повзуна сервопреса з уповільненням безпосередньо перед контактом з металом і швидке повернення [8].

Аналіз кінематики та динаміки преса із комбінованим кривошипно-повзунним приводом із сервоприводом, наведений у роботі [10]. Розроблено модель керування рухом натискної плити у пресах для розділення прокату.

Автори робіт [6, 7] пропонують рішення для підвищення стійкості інструменту з використанням методів злиття даних та згорткових нейронних мереж, сигналів акустичної емісії при розвантаженні пресу. Замість простого підрахунку ударів, використовується аналіз сигналів у реальному часі. Це вирішує проблему раптових відмов преса та браку продукції.

Більш перспективним напрямком вирішення цієї проблеми є підвищення жорсткості пресів. Результати дослідження [11] важливі для розуміння впливу конструкції приводу на жорсткість пресової системи, фазу контакту та динамічні характеристики. Показано, що вибір конструкції ланок впливає на довжину технологічного контакту та динамічну поведінку. Пропоновані механізми можуть забезпечити покращену статику та скорочення небажаних коливань, що прямо резонує із підвищенням жорсткості пресів.

В роботі [12] досліджено спосіб зменшення кінетичної потужності в механізмі кривошипного преса шляхом зміни профілю руху повзуна. Це має непрямий вплив на динамічну жорсткість та стабільність преса у робочих режимах. Ідея зміни фаз прискорення/уповільнення повзуна може сприяти зменшенню вібрацій та динамічних навантажень у пресах. Це опосередковано впливає на жорсткість системи та дозволяє підвищити стабільність роботи при високих технологічних навантаженнях.

Дослідження [13] присвячене оптимізації топології конструкції рами пресової машини для підвищення її жорсткості та зниження деформацій під дією ударних

навантажень. Метод топологічної оптимізації дозволив зменшити максимальні переміщення вузлів конструкції більше ніж на 31%, що значно підвищує динамічну жорсткість преса в робочому циклі.

В роботі [14] розроблено механізм з перемінною жорсткістю, який забезпечує плавне налаштування жорсткості за рахунок спеціальної конструкції із змінним пружинним елементом і механізмом «кривошип – повзун». Показано, як можна реалізувати регульовану жорсткість у компактному приводу із високою швидкістю модуляції, що є важливим для підвищення контролю над динамікою. Такий тип механізмів може бути адаптований для пресових приводів, покращуючи їхню статику та адаптивність під навантаженням.

Для підвищення жорсткості преса перспективним напрямком є застосування компактних виконавчих механізмів, у тому числі, клиношарнірного і кривошипно-кругового механізмів [15]. У статті [16] пропонується новий підхід до розмірного синтезу чотириланкових механізмів. Такий підхід дозволяє отримувати геометричні параметри механізму для заданих точок точності руху без чисельних дефектів та недійсних рішень. У роботі [17] автори класифікують можливі форми контакту між повзуном та напрямною та виводять математичну модель контактної жорсткості, що впливає на точність руху механізму при швидкісному приводі.

У роботах [18] запропонована конструкція клиношарнірного механізму з увігнутим клином, у якого графік зміни сили на повзуні максимально наближений до типового графіку розділення. При цьому застосування даного механізму дозволяє суттєво підвищити жорсткість пресу за рахунок зменшення висоти його складових деталей.

Таким чином, аналіз літературних джерел свідчить, що на сьогодні достатньо глибоко досліджені питання пластичної деформації та руйнування металів у процесах розділення, вплив швидкості деформації на механізм руйнування, запропоновані як пасивні (фундамент, демпфери), так і активні методи керування приводом. Водночас недостатньо вивченими залишаються закономірності миттєвого вивільнення енергії розвантаження преса, його вплив на динаміку технологічної системи та навантаження елементів обладнання, особливо при застосуванні компактних виконавчих механізмів.

Перспективним напрямком розвитку обладнання для розділення сортового і трубного прокату є спільне використання клиношарнірного механізму з увігнутим клином і компактних виконавчих механізмів.

Постановка завдання. Мета роботи – дослідження обладнання із спільним застосуванням клиношарнірного механізму з увігнутим клином разом з компактним кривошипно-круговим виконавчим механізмом.

Спільне застосування клиношарнірного механізму з увігнутим клином разом з компактними кривошипно-круговим механізмом дозволяє забезпечити складний плоский рух інструмента, що забезпечує зменшення енергосилових параметрів розділення і потрібну геометричну точність отриманих заготовок. При цьому застосування клиношарнірного механізму з увігнутим клином забезпечує високу жорсткість обладнання і зменшення ефекту розвантаження пресу в момент зняття технологічного навантаження.

Виклад основного матеріалу. Принципова (рис. 1, а) та структурна (рис. 1, б, в) схеми кривошипно-кругового механізму з приводом від клиношарнірного механізму з увігнутим клином представлені на рис. 1. Запропонована конструкція установки (див. рис. 1, а) складається із клина 1 з радіусом увігнутої поверхні R , шарніра 2, повзуна 3, шатуна 4 довжиною l і кривошипа 5 радіусом r . Аналізуючи кривошипно-круговий механізм з клиношарнірним приводом, можна дійти висновку, що характер

руху його ланок аналогічний характеру руху ланок важільного механізму, що представляє собою комбінацію двохповзунного й кривошипно-шатунного механізмів, а, отже, структурні схеми цих механізмів ідентичні (див. рис. 1, б, в).

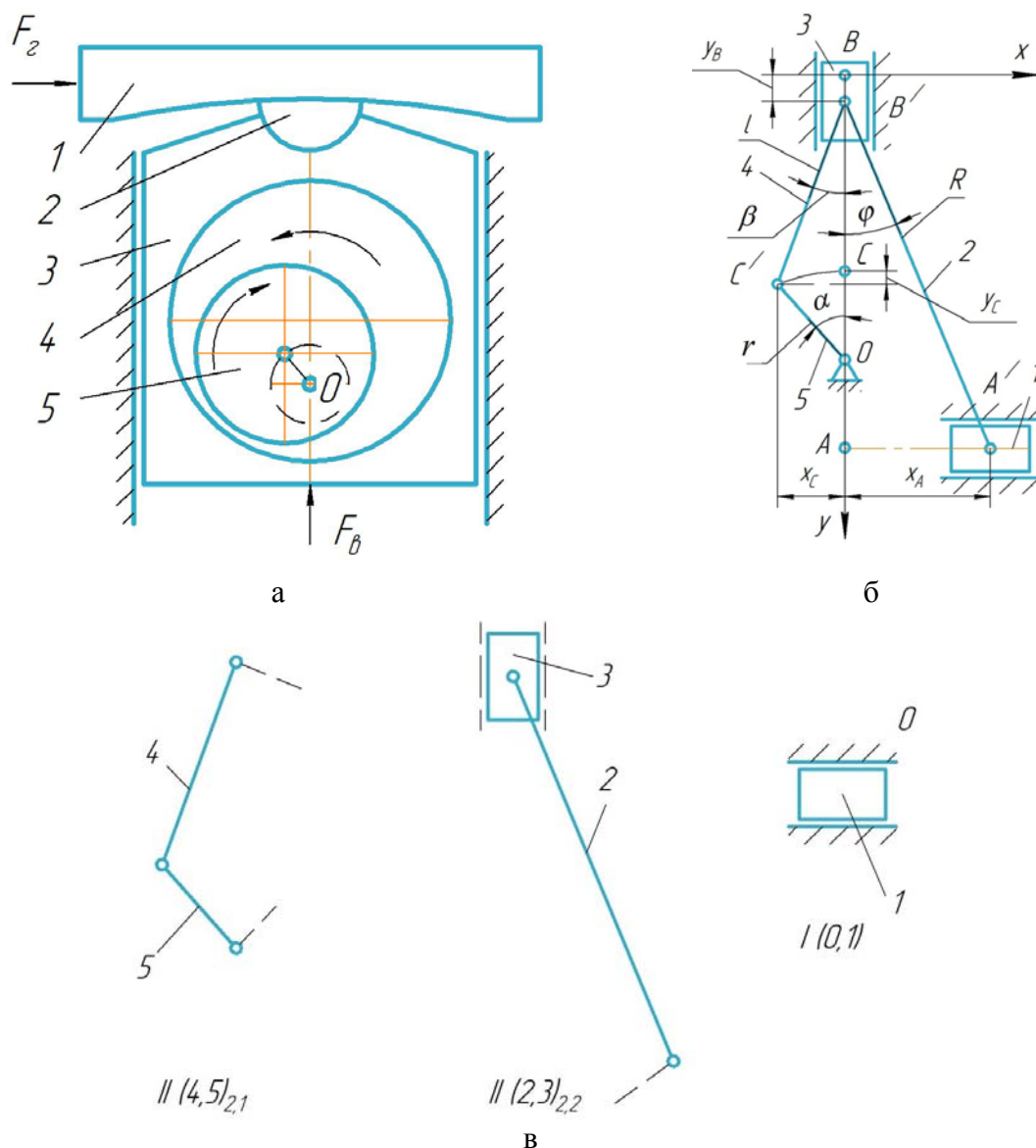


Рисунок 1 – Структурний аналіз кривошипно-кругового механізму з приводом від клиношарнірного механізму з увігнутим клином

Джерело: розроблено автором

Аналізуючи кривошипно-круговий механізм з клиношарнірним приводом, можна дійти висновку, що характер руху його ланок аналогічний характеру руху ланок важільного механізму, що представляє собою комбінацію двохповзунного й кривошипно-шатунного механізмів, а, отже, структурні схеми цих механізмів ідентичні (див. рис. 1, б, в).

Кривошипно-круговий механізм з клиношарнірним приводом включає п'ять рухомих ланок і сім кінематичних пар п'ятого класу (п'ять обертальних і дві поступальні).

Оскільки механізм плоский, то його рухомість визначається за формулою Чебишева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1, \quad (1)$$

де n – число рухомих ланок механізму; p_5 – число кінематичних пар 5 класу; p_4 – число кінематичних пар 4 класу.

Отже, для одержання визначеності руху всіх ланок механізму необхідно задати один незалежний рух вхідній ланці (клину 1). Розчленуємо механізм на первинний механізм і структурні групи Ассура (див. рис. 1, в). Формула його будови має вигляд: $I(0,1) \rightarrow II(2,3)_{2,2} \rightarrow II(4,5)_{2,1}$. Таким чином, запропонований механізм – механізм II класу.

Визначимо основні співвідношення між геометричними параметрами кривошипно-кругового механізму з клиношарнірним приводом. Для цього розглянемо механізм у довільному положенні (див. рис. 1, б). Початок координат помістимо у вихідне положення точки B (коли точки A , B і C розташовані на одній вертикалі). Нехай клин 1 переміститься на величину ходу x_A . При цьому ланка AB відхиляється від вертикалі на кут φ , який являє собою змінний кут шарніра 2, а повзун 3, а, отже, і точка B переміщується на відстань y_B :

$$y_B = R - R \cdot \cos\varphi = R \cdot (1 - \cos\varphi) \quad (2)$$

або

$$y_B = R - \sqrt{R^2 - x_A^2} \quad (3)$$

Залежність між ходом клина x_A й кутом φ має вигляд:

$$\varphi = \arcsin(x_A/R). \quad (4)$$

При переміщенні повзуна 3 на відстань y_B , шатун 4 відхиляється від осі повзуна на кут β , а кривошип 5 повертається на кут α . При цьому вертикальна складова переміщення точки C (кінця кривошипа):

$$y_C = l \cdot \cos\beta + y_B - l = y_B - l \cdot (1 - \cos\beta) \quad (5)$$

або через кут повороту кривошипа:

$$y_C = \sqrt{l^2 - (r \cdot \sin\alpha)^2} + y_B - l. \quad (6)$$

Тоді горизонтальна складова переміщення точки C визначиться, як

$$x_C = r \cdot \sin\alpha = l \cdot \sin\beta = \sqrt{r^2 - (r - y_C)^2} = \sqrt{2 \cdot r \cdot y_C - y_C^2}. \quad (7)$$

Звідси можна одержати залежності між кутами повороту кривошипа 5 і шатуна 4:

$$\sin\beta = r \cdot \sin\alpha/l; \cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = \sqrt{1 - (r \cdot \sin\alpha/l)^2}.$$

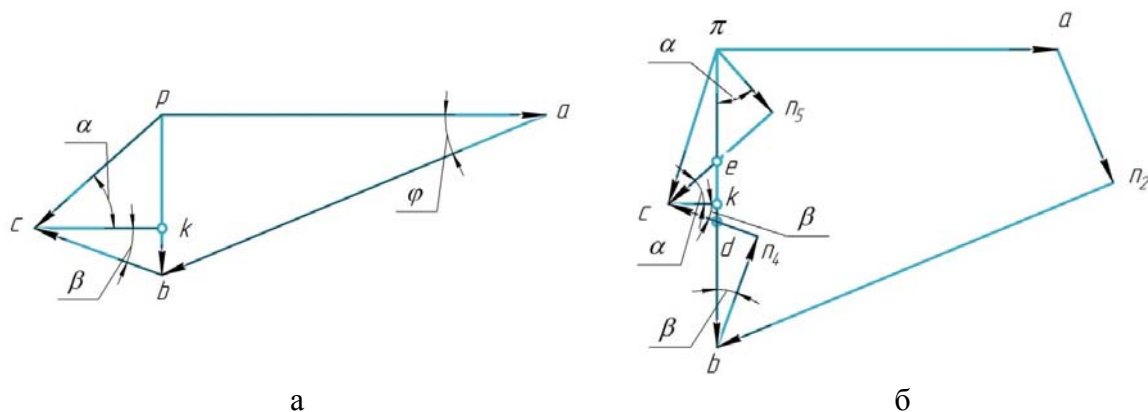
Для визначення залежності між кутом повороту кривошипа α і переміщенням повзуна 3 можна скористатися відомою формулою для кривошипно-повзунного механізму преса:

$$y_B = r \cdot [(1 - \cos\alpha) + r \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha))/4 \cdot l]. \quad (8)$$

Проведемо кінематичне дослідження клиношарнірного механізму графоаналітичним методом. Для цього побудуємо план швидкостей механізму в розглянутому положенні (рис. 2, а).

Швидкість клина, а отже, і точки A , спрямована горизонтально й визначається застосуванням приводом клина. Для визначення швидкості точки B , а, отже, і швидкості повзуна, розв'яжемо графічно векторне рівняння:

$$\frac{\vec{V}_B}{//Y} = \frac{\vec{V}_A}{//X} + \frac{\vec{V}_{BA}}{\perp BA} \quad (9)$$



а – план швидкостей; б – план прискорень

Рисунок 2 – Кінематичний аналіз механізму графоаналітичним методом

Джерело: розроблено автором

З побудованого плану швидкостей знаходимо, що

$$\begin{aligned} V_{BA} &= V_A / \cos\varphi, \\ V_B &= V_A \cdot \operatorname{tg}\varphi. \end{aligned} \quad (10)$$

Швидкість точки C визначиться з векторного рівняння:

$$\frac{\vec{V}_C}{\perp OC} = \frac{\vec{V}_B}{//Y} + \frac{\vec{V}_{CB}}{\perp BC} \quad (11)$$

Розв'язавши графічно це векторне рівняння й провівши через отриману точку c допоміжну горизонталь ck , одержимо:

$$V_B = pb = pk + kb = pc \cdot \sin\alpha + cb \cdot \sin\beta, \quad (12)$$

де $ck = pc \cdot \cos\alpha = cb \cdot \cos\beta$;

$$cb = pc \cdot \cos\alpha / \cos\beta$$

Отже:

$$V_B = pb = pc \cdot \sin\alpha + pc \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\beta. \quad (5.13)$$

Тоді швидкість кінця кривошипа (точки C):

$$V_C = pc = V_B / (\sin\alpha + \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\beta) = V_B \cdot \operatorname{tg}\varphi / (\sin\alpha + \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\beta), \quad (14)$$

а відносна швидкість

$$\begin{aligned} V_{CB} &= bc = V_B \cdot \cos\alpha / (\sin\alpha \cdot \cos\beta + \cos\alpha \cdot \sin\beta) = \\ &= V_B \cdot \cos\alpha / V_A \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \cos\alpha / \sin(\alpha + \beta). \end{aligned} \quad (15)$$

Кутова швидкість шарніра 2:

$$\omega_2 = V_{BA} / R = V_A / (R \cdot \cos\varphi). \quad (16)$$

Кутова швидкість кривошипа 5:

$$\omega_5 = V_C/r = V_A \cdot \operatorname{tg}\varphi / (r \cdot (\sin\alpha + \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\beta)). \quad (17)$$

Кутова швидкість шатуна 4:

$$\omega_4 = V_{CB}/l = V_A \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \cos\alpha / (l \cdot \sin(\alpha + \beta)). \quad (18)$$

Побудуємо план прискорень клиношарнірного механізму (рис. 2, б), з урахуванням того, що прискорення клина, а отже й точки A , відомо і за величиною, і за напрямком. Запишемо й розв'яжемо графічно векторне рівняння для визначення прискорення точки B , тобто повзуна 3:

$$\frac{\bar{a}_B}{//Y} = \frac{\bar{a}_A}{//X} + \frac{\bar{a}_{BA}^n}{//AB} + \frac{\bar{a}_{BA}^\tau}{\perp AB}, \quad (19)$$

де $a_{BA}^n = an_2 = \omega_2^2 \cdot R = V_A^2 / (R \cdot \cos^2\varphi)$.

Провівши деякі додаткові побудови, можна одержати прискорення точки B :

$$a_B = \pi b = V_A^2 / (R \cdot \cos^3\varphi) + a_A \cdot \operatorname{tg}\varphi. \quad (20)$$

Прискорення точки C визначиться із системи векторних рівнянь:

$$\begin{aligned} \frac{\bar{a}_C}{//Y} &= \frac{\bar{a}_B}{//Y} + \frac{\bar{a}_{CB}^n}{//CB} + \frac{\bar{a}_{CB}^\tau}{\perp CB}, \\ \frac{\bar{a}_C}{//CO} &= \frac{\bar{a}_C^n}{//CO} + \frac{\bar{a}_C^\tau}{\perp CO}, \end{aligned} \quad (21)$$

де $a_{CB}^n = bn_4 = \omega_4^2 \cdot l = V_A^2 \cdot \operatorname{tg}^2\varphi \cdot \cos^2\alpha / (l \cdot \sin^2(\alpha + \beta))$,
 $a_C^n = \pi n_5 = \omega_5^2 \cdot r = V_A^2 \cdot \operatorname{tg}^2\varphi / (r \cdot (\sin\alpha + \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\beta)^2)$.

Вирішив графічну систему векторних рівнянь і побудував точку c на плані прискорень, визначимо шукане прискорення точки C , як:

$$a_C = \sqrt{(a_C^n)^2 + (a_C^\tau)^2}, \quad (22)$$

де недостатнє значення дотичного прискорення точки C дорівнює:

$$a_C^\tau = n_5 c = n_5 e + ec = \pi n_5 \cdot \operatorname{tg}\alpha + ec = a_C^n \cdot \operatorname{tg}\alpha + ec. \quad (23)$$

Для визначення довжини відрізка ec , проведемо через побудовану точку c допоміжну горизонталь ck і тоді:

$$a_B = \pi b = \pi e + bd + ek + kd = a_C^n / \cos\alpha + a_{CB}^n / \cos\beta + ck(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta). \quad (24)$$

Звідки:

$$\begin{aligned} ck &= (a_B \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta - a_C^n \cdot \cos\beta - a_{CB}^n \cdot \cos\alpha) / (\cos\alpha \cdot \cos\beta \cdot (\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta)) = \\ &= (a_B \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta - a_C^n \cdot \cos\beta - a_{CB}^n \cdot \cos\alpha) / \sin(\alpha + \beta). \end{aligned} \quad (25)$$

Тоді:

$$ec = ck / \cos\alpha = (a_B \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta - a_C^n \cdot \cos\beta - a_{CB}^n \cdot \cos\alpha) / (\cos\alpha \cdot \sin(\alpha + \beta)) =$$

$$= (a_B \cdot \cos\beta - a_C^n \cdot \cos\beta / \cos\alpha - a_{CB}^n) / \sin(\alpha + \beta), \quad (26)$$

$$e_c = \frac{ck}{\cos\alpha} = \frac{a_B \cos\alpha \cos\beta - a_C^n \cos\beta - a_{CB}^n \cos\alpha}{\cos\alpha \sin(\alpha + \beta)} = \frac{a_B \cos\beta - a_C^n \cos\beta / \cos\alpha - a_{CB}^n}{\sin(\alpha + \beta)}, \quad (27)$$

звідки

$$a_C^r = a_C^n \cdot \operatorname{tg}\alpha + (a_B \cdot \cos\beta - a_C^n \cdot \cos\beta / \cos\alpha) / \sin(\alpha + \beta). \quad (28)$$

На підставі виконаних досліджень розроблено і запатентовано конструкцію пристрою для відрізки сортового і трубного прокату «ексцентричним закручуванням» (рис. 3), у якій в якості виконавчого механізму використано кривошипно-круговий механізм у поєднанні з клиношарнірним механізмом.

Під дією сили приводу клин 1 своєю увігнутою поверхнею взаємодіє з шарніром 2, який, повертаючись навколо своєї осі, здійснює зворотно-поступальне переміщення повзуна 3. При цьому кругова шайба 4 обертається навколо своєї осі і видавлює рухомий втулковий ніж 5, який обертається у протилежну сторону на кут, достатній для відрізки заготовки «ексцентричним закручуванням». У конструкції передбачена можливість зміни кута нахилу увігнутого клина 1 клиношарнірного механізму, внаслідок чого можна підбирати раціональну траєкторію руху ексцентричних втулкових ножів. Це дозволить забезпечити високу геометричну точність заготовок, які розділяються при мінімальній енергоємності процесу. Для цього між увігнутим клином 1 і станиною 6, які з'єднані між собою за допомогою шарніра 7, установлений клин 8 з постійним кутом нахилу з можливістю зворотно-поступального руху [19].

Компактні виконавчі механізми мають розвинені контактні поверхні, що знижує питомі сили в опорах й сприяє гасінню коливань. Це у комбінації з малою деформаційною зоною приводить до високої динамічної стійкості. Клиношарнірні механізми також мають великі опорні поверхні деталей, невелику висоту ланок в напрямку дії робочої сили, можливість винесення найбільш піддатливих деталей і вузлів преса із зони дії максимальної сили. Застосування клиношарнірного механізму підвищує енергосилові показники обладнання, надійність його роботи та геометричну точність відрізаних заготовок. Розширюються технологічні можливості обладнання.

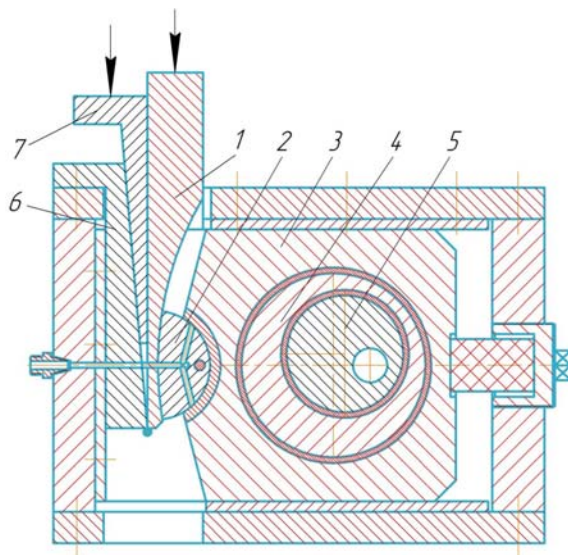


Рисунок 3 – Пристрій для відрізки сортового і трубного прокату «ексцентричним закручуванням»

Джерело: розроблено автором [19]

Висновки:

1. Виконано структурний та кінематичний аналіз кривошипно-кругового механізму з клиношарнірним приводом з увігнутих клином, встановлено його клас та отримано аналітичні залежності для визначення переміщень, швидкостей і прискорень характерних точок і ланок механізму. З використанням графоаналітичних методів теорії механізмів і машин досліджено кінематичні параметри запропонованої механічної системи, що дозволило оцінити її поведінку в робочому циклі процесу розділення прокату.

2. Встановлено, що спільне застосування клиношарнірного механізму з увігнутих клином і компактного кривошипно-кругового механізму забезпечує формування складного плоского руху інструмента, який сприяє зменшенню пікових зусиль розділення та енергоємності процесу. Встановлено, що використання клиношарнірного механізму з великою площею контактних поверхонь і малою висотою ланок у напрямку дії робочої сили підвищує жорсткість преса та зменшує шкідливі наслідки ефекту розвантаження в момент завершення відрізки.

3. На основі результатів досліджень розроблено та запатентовано конструкцію обладнання для безвідходного розділення сортового і трубного прокату методом ексцентричного закручування, яка забезпечує підвищення надійності роботи преса та геометричної точності заготовок. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні та модернізації пресового обладнання для операцій розділення прокату з підвищеними вимогами до енергоефективності, динамічної стійкості та довговічності.

Список літератури

1. Karnaukh S. G., Markov O. E., Shapoval A. A., Zubenko K. V. Development and research of the stamp for cutting of a rolled stock with a differentiated clamp. *FME Transactions*. 2022. 50 (4). 674–682. DOI: 10.5937/fme2204674K.
2. Karnaukh S. G., Markov O. E., Aliiev I. S., Stankov V. U. Cutting of rolled metal with a stress concentrator marked by the elastic deformation of the press. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2025. 136. 3791–3801. DOI: 10.1007/s00170-025-15043-7.
3. Kaczmarczyk J., Grajcar A. Numerical simulation and experimental investigation of cold-rolled steel cutting. *Materials*. 2018. 11. 1263. DOI: 10.3390/ma11071263.
4. Pursche F., & Meyer L. W. Correlation between dynamic material behavior and adiabatic shear phenomenon for quenched and tempered steels. *Engineering Transactions*. 2014. 59(2). 67–84. DOI: 10.24423/engtrans.150.2011.
5. Dong Y., Ning J., Dong P., Ren Y., Zhao S. Investigation of fracture behavior and mechanism in high-speed precise shearing for metal bars with prefabricated fracture-start kerfs. *Materials*. 2020. 13. 4073. DOI: 10.3390/ma13184073.
6. Lim JH., Lee SW., Lee J. et al. Pure mechanical impact trimming for ultra high-strength steels: A strain rate-managed approach to enhance shear edge quality without thermal effects. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*. 2025. 12. 1763–1793. DOI: 10.1007/s40684-025-00720-5.
7. Liu Y., Shu Y., Hu W., Zhao X., & Xu Z. Active vibration control of a mechanical servo high-speed fine-blanking press. *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*. 2021. 67(9). 445–457. DOI: 10.5545/sv-jme.2020.6959.
8. Hofmann J., Veitenheimer C.-V., Fei C.; Chen, C. et al. Development of robust machine learning models for tool-wear monitoring in blanking processes under data scarcity. *Applied Sciences*. 2025. 15(19). 10323. DOI: 10.3390/app151910323.
9. Ghiotti A., Regazzo P., Bruschi S., Bariani P. F. Reduction of vibrations in blanking by MR dampers. *CIRP Annals*. 59. 1. 2010. 275–278, ISSN 0007-8506. DOI: 10.1016/j.cirp.2010.03.111.
10. Кандяк Н., & Остафійчук Ю. Покращення кінематичних характеристик привода штанцювального преса із комбінованим кривошипно-повзунним механізмом. *Технічні науки та технології*. 2025. 3(41). С. 54–62. DOI: 10.25140/2411-5363-2025-3(41)-54-62.
11. Yu Chen, Yu Sun, Chong Chen. Dynamic analysis of a planar slider-crank mechanism with clearance for a high speed and heavy load press system. *Mechanism and Machine Theory*. 98. 2016. 81–100, ISSN 0094-114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.12.004.

12. Pasika V., Augousti A., Lanets O., and Parashchyn O. Reducing the kinetic power of the crank press machine. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. 2023. 9. 3. 21–30. DOI: 10.23939/ujmms2023.03.021.
13. Tong Z., Lin C.; Li F., Chen T. Application of hybrid cellular automata method for high-precision transient stiffness design of a press machine frame. *Processes*. 2025. 13. 3726. DOI: 10.3390/pr13113726.
14. Wonseok Shin, Jung Kim. Switchable compliant actuator with fast stiffness modulation and energy efficient power transmission. *Mechatronics*. 2023. 90. 102929, ISSN 0957-4158. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2022.102929.
15. Карнаух С. Г., Чоста Н.В. Розробка параметричного розмірного ряду клиношарнірних пресів з увігнутих клином для реалізації безвідходних способів розділення сортового прокату. *Обробка матеріалів тиском. Materials Working by Pressure*. Краматорськ : ДДМА. 2025. 1(54). С. 188-200. DOI: 10.37142/2076-2151/2025-1(54)188.
16. Kim W. R., Shim J. K. A data-driven approach to the dimensional synthesis of planar slider – crank function generators. *Applied Sciences*. 2025. 15. 12554. DOI: 10.3390/app152312554.
17. Yuan Wang, Liu Juan, Ning Fengping, Chai Chao, Zhang Lei and Li Hui. Dynamic analysis of crank slider mechanism considering 3D translational joint clearance based on variable contact area. *Mechanics & Industry*. 2025. 26. 5. DOI: 10.1051/meca/2025001.
18. Karnaukh S. G., Chosta N. V., Markov O. E., Kukhar V. V. Development and research of the press operating mechanism, made in the form of the wedge-joint mechanism with a curving wedge for separation operations. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2021. 116. 3305–3314. DOI: 10.1007/s00170-021-07718-8.
19. Карнаух С. Г., Карнаух Д. С. Пристрій для поділу сортового прокату на мірні заготовки способом ексцентричного закручування : пат. 51501 Україна, МПК B23D 31/00, B23D 23/00. № u200911584 ; заявл. 13.11.2009 ; опубл. 26.07.2010, Бюл. № 14.

References

1. Karnaukh S. G., Markov O. E., Shapoval A. A., Zubenko K. V. Development and research of the stamp for cutting of a rolled stock with a differentiated clamp. *FME Transactions*. 2022. 50 (4). 674–682. DOI: 10.5937/fme2204674K.
2. Karnaukh S. G., Markov O. E., Aliiev I. S., Stankov V. U. Cutting of rolled metal with a stress concentrator marked by the elastic deformation of the press. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2025. 136. 3791–3801. DOI: 10.1007/s00170-025-15043-7.
3. Kaczmarczyk J., Grajcar A. Numerical simulation and experimental investigation of cold-rolled steel cutting. *Materials*. 2018. 11. 1263. DOI: 10.3390/ma11071263.
4. Pursche F., & Meyer L. W. Correlation between dynamic material behavior and adiabatic shear phenomenon for quenched and tempered steels. *Engineering Transactions*. 2014. 59(2). 67–84. DOI: 10.24423/engtrans.150.2011.
5. Dong Y., Ning J., Dong P., Ren Y., Zhao S. Investigation of fracture behavior and mechanism in high-speed precise shearing for metal bars with prefabricated fracture-start kerfs. *Materials*. 2020. 13. 4073. DOI: 10.3390/ma13184073.
6. Lim JH., Lee SW., Lee J. et al. Pure mechanical impact trimming for ultra high-strength steels: A strain rate-managed approach to enhance shear edge quality without thermal effects. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*. 2025. 12. 1763–1793. DOI: 10.1007/s40684-025-00720-5.
7. Liu Y., Shu Y., Hu W., Zhao X., & Xu Z. Active vibration control of a mechanical servo high-speed fine-blanking press. *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*. 2021. 67(9). 445-457. DOI: 10.5545/sv-jme.2020.6959.
8. Hofmann J., Veitenheimer C.-V., Fei C.; Chen, C. et al. Development of robust machine learning models for tool-wear monitoring in blanking processes under data scarcity. *Applied Sciences*. 2025. 15(19). 10323. DOI: 10.3390/app151910323.
9. Ghiotti A., Regazzo P., Bruschi S., Bariani P. F. Reduction of vibrations in blanking by MR dampers. *CIRP Annals*. 59. 1. 2010. 275-278, ISSN 0007-8506. DOI: 10.1016/j.cirp.2010.03.111.
10. Kandyak N., & Ostafiychuk Y. Improvement of the kinematic characteristics of the die press drive using a combined crank-hinged mechanism. *Technical sciences and technologies*. 2025. 3(41). 54–62. DOI: 10.25140/2411-5363-2025-3(41)-54-62 [in Ukrainian].
11. Yu Chen, Yu Sun, Chong Chen. Dynamic analysis of a planar slider-crank mechanism with clearance for a high speed and heavy load press system. *Mechanism and Machine Theory*. 98. 2016. 81-100, ISSN 0094-114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.12.004.
12. Pasika V., Augousti A., Lanets O., and Parashchyn O. Reducing the kinetic power of the crank press machine. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. 2023. 9. 3. 21–30. DOI:

- 10.23939/ujmms2023.03.021.
13. Tong Z., Lin C.; Li F., Chen T. Application of hybrid cellular automata method for high-precision transient stiffness design of a press machine frame. *Processes*. 2025. 13. 3726. DOI: 10.3390/pr13113726.
 14. Wonseok Shin, Jung Kim. Switchable compliant actuator with fast stiffness modulation and energy efficient power transmission. *Mechatronics*. 2023. 90. 102929. ISSN 0957-4158. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2022.102929.
 15. Karnaukh S. G., Chosta N. V. Development of a parametric sized series of wedge-shaped presses with a curved wedge for the implementation of waste-free methods for separating long rolled products. *Metal Forming by Pressure. Materials Working by Pressure. Kramatorsk: DDMA*. 2025. 1(54). 188-200. DOI: 10.37142/2076-2151/2025-1(54)188 [in Ukrainian].
 16. Kim W. R., Shim J. K. A data-driven approach to the dimensional synthesis of planar slider – crank function generators. *Applied Sciences*. 2025. 15. 12554. DOI: 10.3390/app152312554.
 17. Yuan Wang, Liu Juan, Ning Fengping, Chai Chao, Zhang Lei and Li Hui. Dynamic analysis of crank slider mechanism considering 3D translational joint clearance based on variable contact area. *Mechanics & Industry*. 2025. 26. 5. DOI: 10.1051/meca/2025001.
 18. Karnaukh S. G., Chosta N. V., Markov O. E., Kukhar V. V. Development and research of the press operating mechanism, made in the form of the wedge-joint mechanism with a curving wedge for separation operations. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2021. 116. 3305–3314. DOI: 10.1007/s00170-021-07718-8.
 19. Karnaukh S. G., Karnaukh D. S. *Device for dividing rolled bars into measured blanks by the method of eccentric twisting* : Patent 51501, Ukraine, IPC B23D 31/00, B23D 23/00. Application u200911584; filed November 13, 2009; published July 26, 2010. Bulletin 14. [in Ukrainian].

Serhii Karnaukh, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
Donbas State Engineering Academy, Kramatorsk, Ukraine

Analysis of the Combined Application of Wedge-Joint and Crank-Circular Mechanisms

The purpose of the article is to provide a scientific substantiation of the feasibility and effectiveness of the combined application of a wedge-joint mechanism with a concave wedge and a crank-circular mechanism in equipment for the separation of rolled bars and tubes. Particular attention is paid to the problem of instantaneous release of the accumulated elastic energy of the press system at the moment the separation process is completed. The obtained results are intended to serve as a basis for the development of energy-efficient, reliable, and high-precision press equipment of a new generation.

The paper presents a structural and kinematic analysis of a crank-circular mechanism driven by a wedge-joint mechanism with a concave wedge. The methodological framework of the study is based on analytical methods of the theory of mechanisms and machines, as well as grapho-analytical methods for investigating the velocities and accelerations of characteristic points and links of the mechanism. The class of the mechanism, its mobility, and its structural configuration are determined using Assur groups. Analytical relationships are obtained that link the geometric parameters of the mechanism with the displacements, velocities, and accelerations of the actuating links. The influence of the combined mechanisms on the formation of a complex planar trajectory of tool motion is investigated. Conditions for reducing peak forces and the energy intensity of the rolled product separation process are analyzed. The developed and patented equipment design ensures improved geometric accuracy of workpieces and enhanced operational reliability of the machine. The obtained scientific findings can be applied in the design, modernization, and optimization of presses for rolled product separation with increased requirements for energy efficiency, dynamic stability, and durability.

As a result of the study, it is established that the combined application of wedge-joint and crank-circular mechanisms makes it possible to fundamentally change the loading pattern of the press system throughout the working cycle. The obtained kinematic relationships indicate the possibility of reducing peak velocities and accelerations in the final phase of the working stroke, which directly contributes to a reduction in dynamic loads. It is proven that the formation of a complex planar motion of the tool promotes the concentration of deformation in the cutting zone and reduces the energy-force parameters of the process. The results of the analysis confirm the expediency of using compact actuating mechanisms in press equipment for rolled product separation.

wedge-joint mechanism, crank-circular mechanism, rolled product separation, press stiffness, dynamic loads

Одержано (Received) 09.02.2026

Прорецензовано (Reviewed) 20.02.2026

Прийнято до друку (Approved) 24.02.2026