

Карнаух С. Г.  
Чоста Н. В.

## ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ УСТАНОВКИ ІЗ КЛИНОШАРНІРНИМ МЕХАНІЗМОМ З ПОВОРОТНИМ НОЖЕМ ДЛЯ РОЗДІЛЕННЯ ФАСОННОГО ПРОКАТУ

*Операції розділення прокату відрізняються від інших операцій обробки матеріалів тиском тим, що для їхнього проведення необхідно забезпечити максимальну силу розділення на початку робочого ходу. На основі літературного й патентного пошуків розроблена вдосконалена конструкція клиношарнірного механізму з увігнутим клином з поворотним ножем, який за графіком зміни сили деформування максимально наближений до типового графіка сил, характерного для процесів розділення. Запропонований клиношарнірний механізм має менше число поверхонь тертя, більш технологічний у виготовленні в порівнянні з відомим клиношарнірним механізмом з увігнутим клином. На основі запропонованої математичної моделі нової конструкції установки із клиношарнірним механізмом для розділення профільованого прокату складної конфігурації та аналізу моделювання з використанням програмного комплексу DEFORM, розроблена методика вибору геометричних параметрів при проектуванні таких механізмів, які забезпечують оптимальні режими відрізки. Розроблено рекомендації по вибору величини координати центру шарніру, яка повинна дорівнювати половині радіуса увігнутого клина. Зі збільшенням цього параметру збільшуються величини сили і моменту розділення. З наближенням шарніра до увігнутої поверхні клина, при тих же значеннях переміщення клина, величини кута повороту і переміщення рухомого ножа зменшуються. Дано рекомендації щодо орієнтації подачі прокату до зони різання. Аналіз отриманих даних дозволяє зробити висновок про те, що енергосилові параметри процесу розділення практично не залежать від орієнтації фасонного П – подібного профілю прокату при складному обертально-поступальному русі. Результати моделювання доводять, що застосування установки нової конструкції забезпечує зниження енергосилових параметрів процесу розділення у порівнянні з відомими конструкціями сучасного обладнання. Застосування установки забезпечує підвищення якості відрізнаних заготовок.*

**Ключові слова:** клин, ніж, заготовка, відрізка зсувом, складний плоский рух, момент, якість

Рациональне використання металу, економія енергоресурсів, зниження трудомісткості й поліпшення якості продукції – важливі завдання, які слід вирішувати на всіх технологічних етапах металообробного виробництва, включаючи процеси обробки матеріалів тиском і складову частину цих процесів – розділення прокату на мірні заготовки [1]. У цей час в області операцій розділення використовуються традиційні технології, реалізовані на відомому серійному устаткуванні – пресах і ножицях, тому прогрес можливий за умови застосування нових прийомів у технологіях з використанням нестандартних механізмів у машинах [2, 3].

Операції розділення сортового прокату є одними з найпоширеніших в обробці матеріалів тиском [4]. Вони виконуються, як на спеціалізованому ковальсько-пресовому устаткуванні: ножицях, хладноломах і ін., так і на універсальному: гідравлічних і механічних пресах, молотах, прес-молотах, у яких, у якості виконавчих механізмів, застосовуються: гідроциліндри, кривошипно-шатунні, колінно-важільні, гвинтові механізми. Виконавчі механізми, як правило, є багатоланковими, а тому мають порівняно невисоку жорсткість [5, 6].

Операції розділення прокату відрізняються від інших операцій обробки матеріалів тиском тим, що для їхнього проведення необхідно забезпечити максимальну силу розділення на початку робочого ходу. При цьому в найбільш затребуваних кривошипних пресах і ножицях максимальне зусилля на повзуні, навпаки, забезпечується наприкінці робочого ходу. Тому можна констатувати, що традиційні кривошипні механізми, що є основними виконавчими механізмами в цьому устаткуванні, не забезпечують необхідний характер силового навантаження при розділенні. Через це доводиться вибирати кривошипні преси з номінальним зусиллям, яке набагато перевищує технологічну силу розділення. У результаті потужність пресового устаткування використовується неповністю. У якості показника використання пресів по зусиллю застосовують коефіцієнт  $k_p$ . У літературних джерелах приводяться відомості щодо

величини  $k_p$ . При використанні пресового встаткування зусиллям менш 2 МН коефіцієнт використання преса дорівнює  $k_p = 0,6 \dots 0,8$ , зусиллям менш 4 МН –  $k_p < (0,4 \dots 0,6)$ , зусиллям більш 4 МН –  $k_p < 0,4$  [7].

Основні дослідження в області розділення сортового прокату стосуються розділення прокату простих конфігурацій [8]. Однак в технічній літературі недостатньо обґрунтовані механізми розділення, границі зони деформування і характер напружено-деформованого стану при розділення фасонного профільованого прокату [9]. Відсутні рекомендації по вибору технологічних схем розділення і конструкції обладнання для їх реалізації. Тому обладнання і оснастка, які застосовуються для розділення фасонних профілів, до сих пір розробляються, у більшості випадків, на емпіричній основі.

У роботі [9] визначено, що однією із перспективних схем для розділення фасонного прокату є багатоопорна схема відрізки. Найбільш часто використовують двохопорну схему неповністю відкритої відрізки. Застосування двохопорної схеми відрізки зсувом дозволяє у двічі підвищити продуктивність процесу відрізки. Симетричне навантаження усуває згин відрізаних заготовок, забезпечує притискання заготовки до ножа, виключає необхідність поперечного затиску, і сприяє підвищенню геометричної точності заготовок.

Найбільший інтерес для відрізки фасонного прокату складного профілю представляють схеми неповністю закритої відрізки з пасивним поперечним затиском. При цьому пасивний поперечний затиск забезпечується за рахунок реактивних сил з боку ножів [10].

Подальший розвиток ковальсько-пресового устаткування для реалізації операцій нерозривно пов'язаний з пошуком і проведенням широкого кола комплексних наукових досліджень виконавчих механізмів, які за графіком зміни сили деформування максимально наближаються до типового графіка сил, характерного для процесів розділення.

Таким виконавчим механізмом є клиношарнірний механізм із увігнутим клином, досліджений і описаний у роботі [11].

Порівняльний аналіз типових графіків зусиль ковальсько-пресового обладнання, що застосовується для реалізації операцій розділення сортового прокату, представлений на рис. 1 [12].

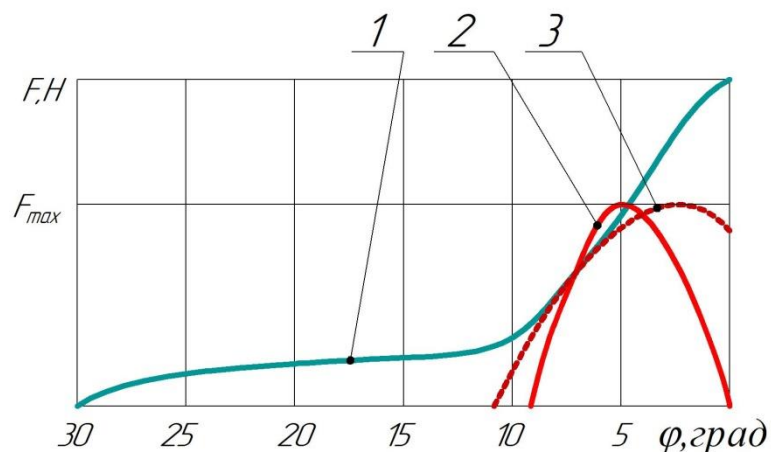


Рис. 1. Типові графіки зусиль ковальсько-пресових машин:

1 – кривошипний прес; 2 – клиношарнірний прес з увігнутим клином; 3 – типовий графік сил при відрізці зсувом

Установлено, що хід відрізки в пресі із кривошипно-повзунним виконавчим механізмом (1) починається при недоході ексцентрикового валу на  $5 \dots 15^\circ$  до крайнього нижнього положення. У пресі із клиношарнірним механізмом з увігнутим клином (2) хід відрізки починається з  $\varphi = 0^\circ$ . Оскільки в пресі (1) торкання заготовки при відрізці відбувається при певній швидкості повзуна, це обумовлює його високу динаміку. При цьому в пресі (2) швидкість на самому початку відрізки дорівнює нулю. Прес із клиношарнірним механізмом з увігнутим клином має великі опорні поверхні, невелику висоту ланок за напрямком дії робочої сили.

Якщо висоту кривошипного преса прийняти за 100 %, то висота клиношарнірного преса з увігнутим клином буде зменшена на 40 %. Таким чином, застосування в пресах клиношарнірного механізму з увігнутим клином забезпечує меншу пружну деформацію й динаміку преса, підвищення коефіцієнта використання преса [11].

Однак клиношарнірний механізм має свої недоліки. Основним з них є велика кількість поверхонь тертя, що мають, у порівнянні з розмірами самого механізму, досить великі розміри. В результаті втрати на тертя збільшуються, а коефіцієнт корисної дії (ККД) преса – зменшується.

Удосконалення обладнання з клиношарнірним механізмом із увігнутим клином може бути здійснено за двома напрямками [12]:

- поліпшення умов тертя на контактних поверхнях;
- зменшення кількості поверхонь тертя.

У роботі [13] досліджено технологічний процес розділення фасонних П – подібних профілів. Проведені дослідження показали прийнятну якість розділювальних заготовок. Однак представлена конструкція оснастки для реалізації запропонованої схеми розділення має цілий ряд недоліків. По-перше, низьку жорсткість конструкції, тому що в ній застосовується важільна система передачі навантаження на заготовку. По-друге, опорні частини важеля мають недостатні площі контакту, що знижує надійність роботи встаткування. Із-за складності конструкції надійність роботи штампа невисока.

Мета роботи – розробка і дослідження нової конструкції установки із клиношарнірним механізмом з увігнутим клином для розділення профільованого прокату складної конфігурації.

Для усунення даних недоліків з метою спрощення конструкції запропонована установка із увігнутим клином з поворотним ножом.

Запропонована нова конструкція установки (рис. 2) складається із клина 1, рухомого 2 і нерухомого (не показаний) ножів та шарніра 3. Клин 1 має дві робочі поверхні, одна з яких плоска й опирається на верхню поперечину установки. Друга робоча поверхня клина виконана циліндричною радіусом  $R$  й сполучається з опуклою циліндричною поверхнею ножа 2. Бічні прямолінійні поверхні рухомого ножа 2 сполучаються з відповідними внутрішніми поверхнями шарніру 3, зовнішня поверхня якого – циліндрична й розміщена в станині. Запропонована установка може бути використана для розділення фасонного прокату на мірні заготовки. Траєкторія руху відрізаної заготовки для трьох положень 1-3 представлена на рис. 3.

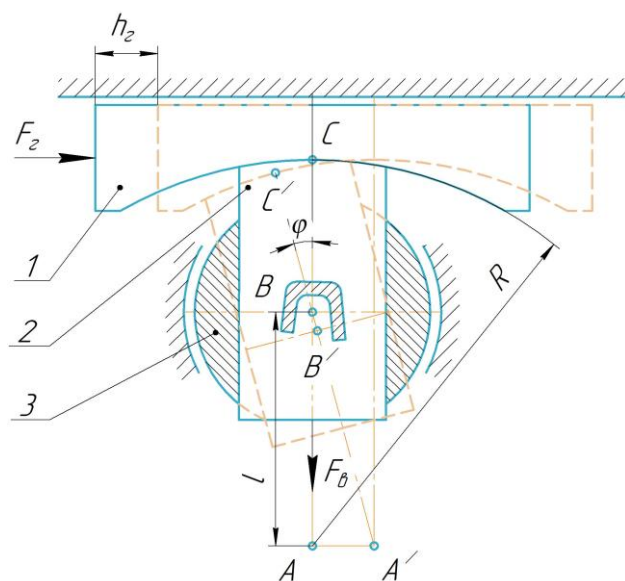


Рис. 2. Конструктивна схема установки:  
1 – клин увігнутий; 2 – ніж рухомий;  
3 – шарнір

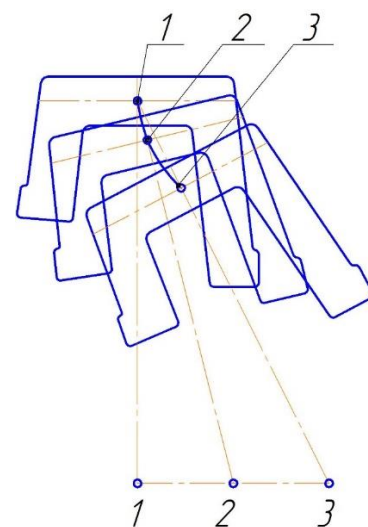


Рис. 3. Траєкторія руху заготовки

До фасонного прокату складної конфігурації відноситься прокат з П – подібним профілем, із якого виготовляють деталь – «Клема роздільного рейкового скріплення залізничної рейки», розміри якої представлені на рис. 4.

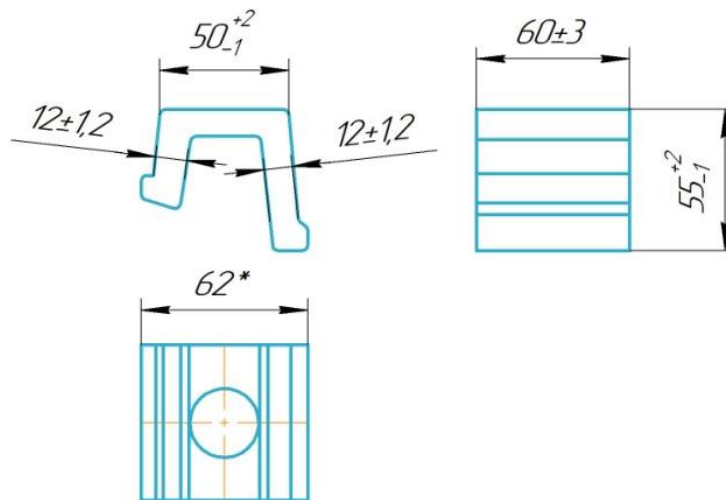


Рис. 4. Деталь «Клема роздільного рейкового скріплення залізничної рейки»

Установка працює в такий спосіб. До вхідної ланки – клина 1 прикладається приводна (горизонтальна) сила  $F_r$ , у результаті дії якої клин 1 поступально переміщається в напрямних і своєю увігнутою поверхнею радіусом  $R$  натискає на відповідну опуклу поверхню рухомого ножа 2. У результаті ніж 2 здійснює складний обертально-поступальний рух, переміщуючись поступально щодо шарніру 3, і повертаючись разом з ним у циліндричних напрямних станини навколо осі, розташованої на відстані  $l$  від центру кола радіусом  $R$ .

Якщо клин 1, а, отже, і точка  $A$  – центр кола радіусом  $R$  перемістяться на величину ходу приводу клина  $h_r$ , то точка  $B$  рухомого ножа 2 переміститься по кардіоїді вниз, виконуючи робочий хід. При цьому рухомий ніж 2 надрізає й остаточно відрізає заготовку. Заготовка падає в тару. Цикл роботи установки відновлюється.

При цьому відрізка фасонного профілю може розглядатися як послідовність наступних етапів:

- вдавнення ножів у матеріал заготовки за рахунок повороту рухомого ножа відносно нерухомого з нанесенням концентратора напружень у площині розділення;
- відрізка зсувом по дузі з руйнуванням залишкової перемички.

Таким чином, установка забезпечує рух відрізного рухомого ножа, який є сполученим процесом: відрізки зсувом і кручення, і поєднує позитивні сторони обох процесів. Рух ножа по дузі забезпечує надріз профілю по периметру й, тим самим, створює концентратор напружень в площині розділення.

Перевагою запропонованої схеми відрізки є:

1. Підвищення якості заготовок за рахунок підвищення геометричної точності: зменшення змінання на контактних поверхнях, величини кута скоосу, утяжини.
2. Зменшення сили відрізки в момент розділення за рахунок нанесення концентратора напружень, що знижує наслідки явища миттєвого розвантаження встаткування, яке супроводжується руйнуванням фундаменту, розслабленням з'єднань, кавітацією тощо.

Аналізуючи запропонований клиношарнірний механізм, можна дійти висновку, що характер руху його ланок аналогічний характеру руху ланок кулісного важільного механізму з хитним кулісним каменем, а, отже, структурні схеми цих механізмів ідентичні (рис. 5).

Однак є й принципові відмінності цих механізмів. Клиношарнірний механізм має короткі ланки, а тому – більшу жорсткість. Його шарніри відрізняються збільшеними опорними площами, здатними передавати значні навантаження. Ці відмінності забезпечують переваги клиношарнірного механізму перед важільними механізмами при застосуванні їх у ковальсько-

пресовому встаткуванні. При цьому, у порівнянні із традиційними клиношарнірними механізмами, зменшується кількість поверхонь тертя, підвищується технологічність виготовлення деталей установки.

Клиношарнірний механізм нової конструкції включає три рухомі ланки й чотири кінематичні пари п'ятого класу (дві обертальні й дві поступальні) (див. рис. 5, а). Оскільки механізм плоский, то його рухомість визначається за формулою Чебишева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1, \quad (1)$$

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 структурну групу Ассур (див. рис. 5, б).

Формула його будови має вигляд:  $I(0,1) \rightarrow II(2,3)_{2,3}$ . Отже, запропонований механізм – механізм II класу.

Визначимо основні співвідношення між геометричними параметрами запропонованого механізму. Для цього розглянемо механізм у довільному положенні (див. рис. 2).

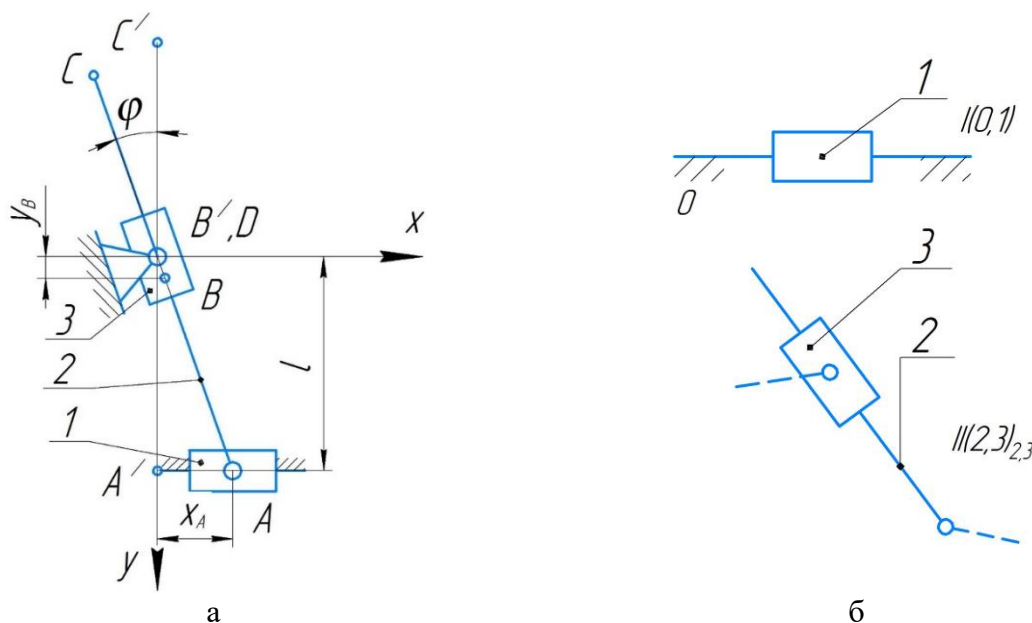


Рис. 5. Структурна схема (а) і структурні групи (б)

Початок координат помістимо у вихідне положення точки  $B$  (коли точки  $A$  і  $B$  розташовані на одній вертикалі й точка  $B$  збігається із центром обертання шарніра). Нехай клин 1 переміститься на величину ходу  $X_A$  ( $X_A = h_r$ ). При цьому ланка  $AB$  відхиляється від вертикалі на кут  $\varphi$ , який являє собою змінний кут повороту рухомого ножа 2. Тоді вертикальна складова переміщення точки  $B$  складає:

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

де  $l$  – відстань, яка визначає положення центру обертання шарніра.

Можна також вивести співвідношення, які встановлюють зв'язок між  $h_r$  і  $y_B$ :

$$y_B = h_r \cdot \operatorname{ctg}\varphi \cdot (1 - \cos\varphi). \quad (3)$$

Залежність між ходом клина  $h_r$  і кутом  $\varphi$  має вигляд:

$$\varphi = \arctg(h_r/l). \tag{4}$$

Криві залежності вертикальної складової переміщення точки  $B$  ( $y_B$ ) і кута  $\varphi$  повороту рухомого ножа 2 від переміщення вхідної ланки – клина 1 ( $h_r$ ) для різних значень радіуса увігнутої поверхні клина ( $R$ ) представлені на рис. 6.

Проведемо кінематичне дослідження клиношарнірного механізму графоаналітичним методом (рис. 7).

Для цього побудуємо план швидкостей механізму в розглянутому положенні (див. рис. 7, а). Швидкість клина, а отже, і точки  $A$ , спрямована горизонтально і визначається приводом клина, що застосовується. Для визначення швидкості точки  $B$  рухомого ножа 2, необхідно спочатку вирішити векторне рівняння, що визначає швидкість точки  $D$  ножа, що збігається в даний момент часу з центром обертання шарніра 3 (див. рис. 2), а потім, скориставшись теоремою подібності, визначити швидкість точки  $B$ :

$$\vec{V}_D = \vec{V}_A + \vec{V}_{DA}; \tag{5}$$

//DA      //X      ⊥DA

$$\frac{(AD)}{(AB)} = \frac{(ad)}{(ab)}, \text{ звідки } (ab) = (ad) \frac{(AB)}{(AD)} = (ad) \frac{l \cos \varphi}{l} = (ad) \cos \varphi. \tag{6}$$

З побудованого плану швидкостей знаходимо, що абсолютна швидкість точки  $D$ :

$$V_D = V_A \sin \varphi, \tag{7}$$

відносна швидкість

$$V_{DA} = V_A \cos \varphi, \text{ тобто } (ad) = (pa) \cos \varphi. \tag{8}$$

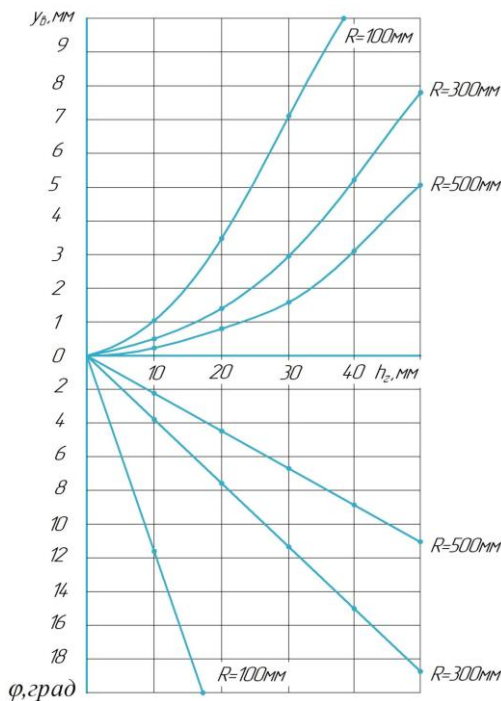


Рис. 6. Графіки залежностей  $y_B = f(h_r)$ ,  $\varphi = f(h_r)$

Отже:

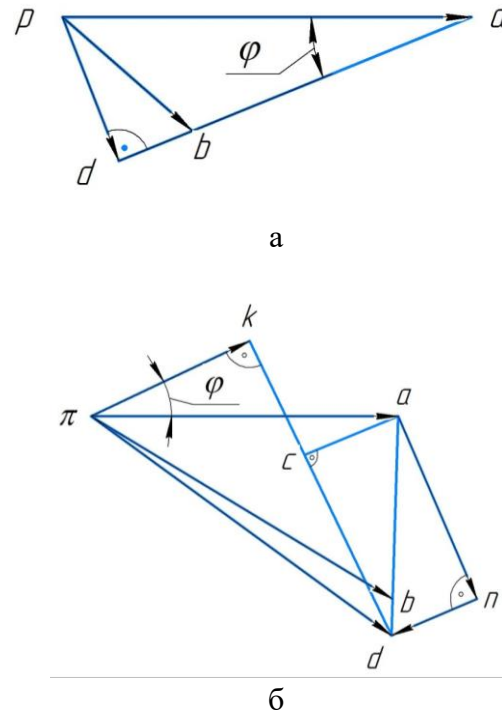


Рис. 7. Кінематичний аналіз клиношарнірного механізму з увігнутим клином з поворотним ножом графоаналітичним методом: а – план швидкостей; б – план прискорень



$$(ab) = (pa) \cos^2 \varphi. \quad (9)$$

Розглянувши трикутник  $\Delta pab$  і, скориставшись теоремою косинусів, можна записати формулу для визначення довжини відрізка  $(pb)$ , що зображає швидкість точки  $B$  на плані швидкостей:

$$(pb) = \sqrt{(pa)^2 + (ab)^2 - 2(pa)(ab)\cos\varphi}. \quad (10)$$

Після підстановок та перетворень отримаємо швидкість точки  $B$ :

$$V_B = V_A \sqrt{1 + \cos^4 \varphi - 2 \cos^3 \varphi}. \quad (11)$$

Тоді кутова швидкість ножа 2:

$$\omega_2 = \frac{V_{DA}}{l_{DA}} = \frac{V_A}{l} \cos^2 \varphi. \quad (12)$$

Побудуємо план прискорень клиношарнірного механізму (див. рис. 7, б), вважаючи, що прискорення клина, а отже, і точки  $A$ , відомо і за величиною, і за напрямом. Запишемо і розв'яжемо графічно векторні рівняння для визначення прискорення точки  $D$  рухомого ножа 2 (див. рис. 2), позначивши при цьому точку, що збігається в даний момент з точкою  $D$ , але належить шарніру 3, як  $D_0$ :

$$\bar{a}_D = \bar{a}_{DD_0}^k + \bar{a}_{DD_0}^n, \quad (13)$$

$$\text{де } a_{DD_0}^k = 2\omega_2 V_D = \frac{2V_A^2}{l} \cos^2 \varphi \sin \varphi.$$

$$\bar{a}_D = \bar{a}_A + \bar{a}_{DA}^n + \bar{a}_{DA}^t, \quad (14)$$

$$\text{де } a_{DA}^n = \omega_2^2 l_{DA} = \frac{V_A^2}{l} \cos^3 \varphi.$$

Із побудованого плану прискорень очевидно, що

$$a_D = \sqrt{(a_{DD_0}^k)^2 + (a_{DD_0}^n)^2} = \sqrt{\left(\frac{2V_A^2}{l} \cos^2 \varphi \sin \varphi\right)^2 + (a_{DD_0}^n)^2}. \quad (15)$$

Для визначення відносного прискорення  $a_{DD_0}$ , проведемо через точку  $a$  допоміжний перпендикуляр  $(ac)$  та отримаємо:

$$a_{DD_0} = (kd) = (kc) + (cd) = (kc) + (an) = a_A \sin \varphi + a_{DA}^n = a_A \sin \varphi + \frac{V_A^2}{l} \cos^3 \varphi. \quad (16)$$

Таким чином, прискорення точки  $D$  рухомого ножа 2

$$a_D = \sqrt{\left(\frac{2V_A^2}{l} \cos^2 \varphi \sin \varphi\right)^2 + \left(a_A \sin \varphi + \frac{V_A^2}{l} \cos^3 \varphi\right)^2}. \quad (17)$$

Для визначення прискорення точки  $B$  рухомого ножа 2, необхідно скористатися теоремою подібності, склавши пропорцію, аналогічну пропорції для плану швидкостей, і з'єднавши одержану точку  $b$  на плані прискорень з полюсом  $\pi$ , отримати прискорення точки  $B$ . У загальному випадку, виведення аналітичної залежності для прискорення точки  $B$  становить

певні труднощі, тому розглянемо частковий випадок, прийнявши припущення, що клин рухається рівномірно, тобто швидкість переміщення клина є величиною постійною по всьому його шляху, а отже  $a_A = 0$ . Тоді, прискорення точки  $D$  рухомого ножа 2

$$a_D = \frac{V_A^2}{l} \cos^2 \varphi \sqrt{4 \sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi}. \quad (18)$$

А оскільки на плані прискорень, в цьому випадку, точка  $a$  буде співпадати з полюсом  $\pi$ , то пропорція для пошуку точки  $b$  набуває вигляду:

$$(\pi b) = (\pi d) \cos \varphi. \quad (19)$$

Отже прискорення точки  $B$ :

$$a_B = \frac{V_A^2}{l} \cos^3 \varphi \sqrt{4 \sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi}. \quad (20)$$

Дотичне прискорення  $a_{DA}^r$  при цьому співпадає з коріолісовим прискоренням  $a_{DD_0}^k$ , а отже кутове прискорення рухомого ножа 2:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{DA}^r}{l_{DA}} = \frac{2V_A^2}{l} \cos^3 \varphi \sin \varphi. \quad (21)$$

Моделювання процесу відрізки фасонного П – подібного прокату на установці запропонованої конструкції проведено за допомогою програмного комплексу DEFORM.

Розрахункова схема навантаження представлена на рис. 8. Параметри процесу моделювання представлені у табл. 1.

Матеріал заготовки фасонного П – подібного прокату – сталь Ст. 4кп (ДСТУ 2651-94). Розміри заготовки представлені на рис. 4.

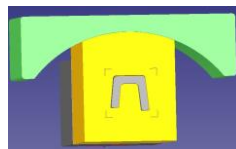


Рис. 8. Розрахункова схема навантаження

Таблиця 1

Параметри процесу моделювання

Назва параметру	Значення параметру
1 Властивість матеріалу	пластичний
2 Температура	20 °C
3 Кількість елементів розбиття	40000
4 Параметри клиношарнірного механізму:	
○ радіус увігнутого клина, мм	200,0
○ хід клина, мм	50,0
○ кут повороту рухомого ножа, град	22,62
○ хід ножа, мм	9,23
○ швидкість клина, мм/с	2,0
○ кутова швидкість шарніра, рад/с	0,018
○ швидкість ножа, мм/с	0,31
5 Параметри розрахунку:	аналіз Лагранжа
кількість кроків розрахунку	150
приріст кроків, мм/крок	0,06



Переміщення клина та ножа задавали з використанням залежностей, отриманих на основі структурного та кінематичного аналізів механізму, представлених вище.

Моделювали вплив величини відстані  $l$ , яка визначає положення центру обертання шарніра, на енергосилові параметри процесу розділення (див. рис. 2). Результати моделювання наведені на рис. 9.

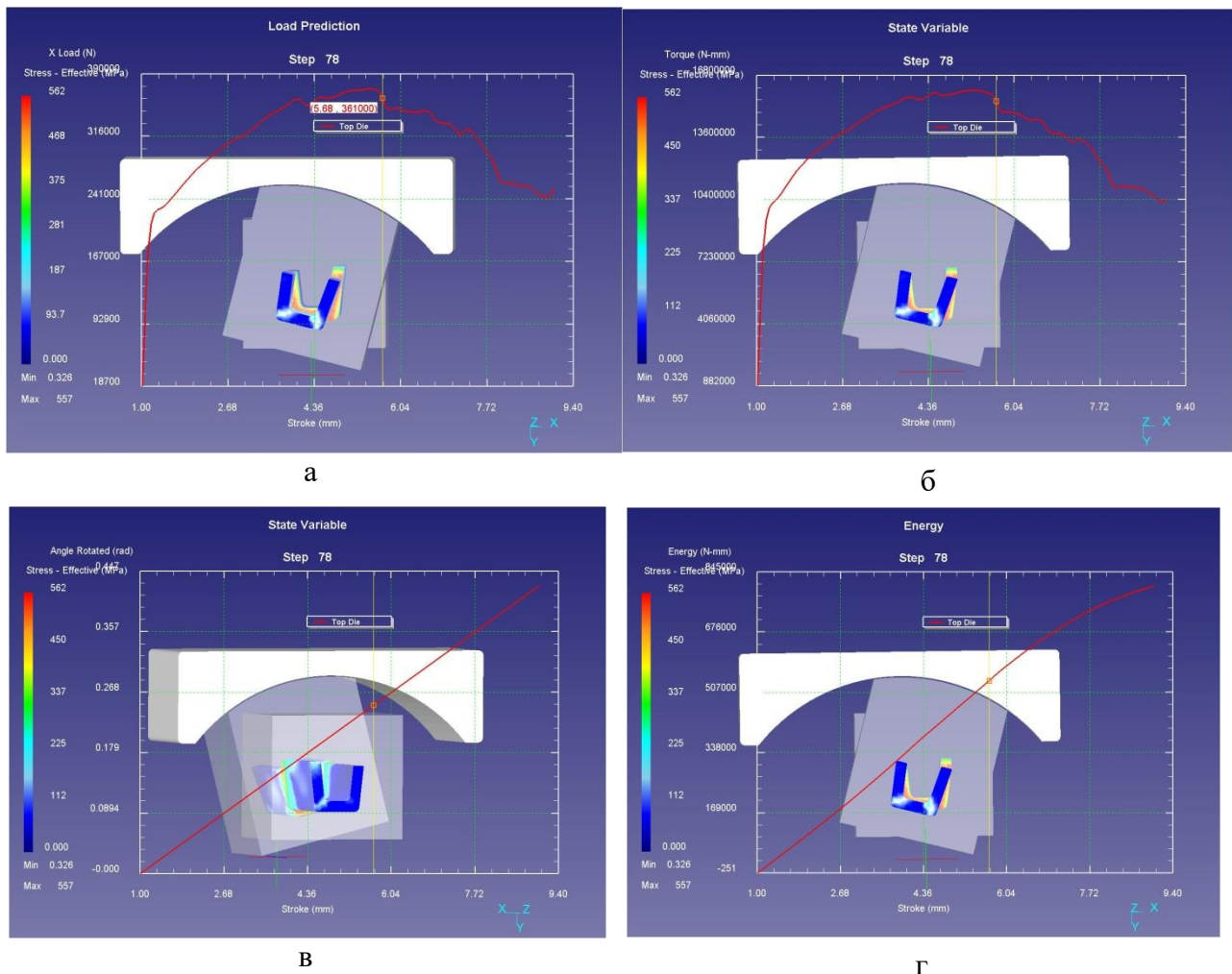


Рис. 9. Залежності сили розділення, моменту, кута повороту і роботи деформації від ходу рухомого ножа ( $l = 80$  мм): а –  $F = f(y_B)$ ; б –  $M = f(y_B)$ ; в –  $\varphi = f(y_B)$ ; г –  $A = f(y_B)$

Основні параметри чисельного експерименту зведені до табл. 2.

Таблиця 2

Результати моделювання

Параметр	$l = 80$ мм	$l = 100$ мм	$l = 120$ мм	$l = 130$ мм
Сила відрізки $F$ , кН	277	318	382	417
Кут повороту рухомого ножа в момент розділення – $\varphi$ , рад/ $\varphi$ , град	0,325/ 18,63	0,281/ 16,11	0,249/ 14,27	0,186/ 10,70
Момент відрізки $M$ , Н · м	8500	8590	15400	20200
Робота $A$ , Дж, що відповідає моменту розділення	976	843	802	630

Залежності роботи деформації, сили і моменту відрізки від параметра  $l$  представлені на рис. 10.

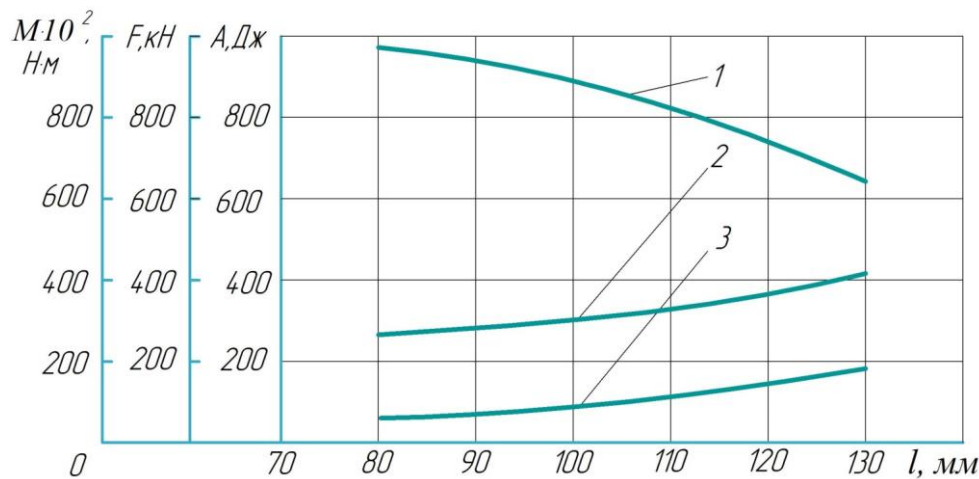


Рис. 10. Залежності роботи (1), сили (2) і моменту (3) розділення від величини відстані  $l$ , яка визначає положення центру обертання шарніра

Аналіз отриманих результатів показує, що зі збільшенням параметру  $l$  збільшуються величина сили і моменту розділення, а величина роботи деформування зменшується. З урахуванням конструктивних міркувань та проведених розрахунків, величину  $l$  слід вибрати із урахуванням залежності:  $l \cong 0,5 \cdot R$ .

З використанням математичної моделі розділення фасонного прокату та аналізу розрахунків, виконаних за допомогою програмного комплексу DEFORM, розроблено програму для вибору геометричних параметрів таких механізмів, які забезпечують оптимальні режими відрізки.

Для оцінки впливу орієнтації фасонного прокату з П – подібним профілем на величину енергосилових параметрів процесу розділення розглядали три варіанти (рис. 11). Інші варіанти орієнтації прокату не мають сенсу з погляду практичної реалізації подачі прокату у зону різання.



Рис. 11. Варіанти орієнтації фасонного П – подібного прокату відносно напрямку навантаження

Результати моделювання наведені у табл. 3.

Таблиця 3

Результати моделювання при  $l = 100$  мм

Параметр	Варіант № 1	Варіант № 2	Варіант № 3
Сила відрізки $F$ , кН	311	303	318
Момент відрізки $M$ , Н · м	8412	8346	8590
Робота $A$ , Дж, що відповідає моменту розділення	805	811	843

Аналіз отриманих даних дозволяє зробити висновок про те, що енергосилові параметри процесу розділення практично не залежать від орієнтації фасонного П – подібного профілю

прокату при складному обертально-поступальному русі, але з практичних міркувань подачі прокату до зони різання, доцільним є варіант № 3.

Результати моделювання показують, що максимальна сила відрізки фасонного П – подібного прокату при розділенні за схемою навантаження, реалізованої у новій конструкції установки становить  $F_{B\max} = 417$  кН (див. табл. 2). Вона значно менша за силу – 610 кН, яка приведена у роботі [13]. Це підтверджує, що установка нової конструкції має значні переваги у порівнянні з відомими реалізаціями.

## ВИСНОВКИ

1. Запропонована і досліджена конструкція клиношарнірного механізму з увігнутих клином із поворотним ножом, який може бути використаний, у тому числі, і для розділення фасонного прокату складної конфігурації. Запропонована конструкція має менше число поверхонь тертя і забезпечує рух відрізного рухомого ножа, який є сполученим процесом відрізки зсувом і кручення, і поєднує позитивні сторони обох процесів. Складний плоский рух ножа по дузі забезпечує надріз П – подібного профілю по периметру й тим самим, створює концентратор напруження в площині розділення. Перевагою запропонованої схеми відрізки є підвищення геометричної точності заготовок: зменшення зминання на контактних поверхнях, величини кута скосу, утяжини, та зменшення сили відрізки в момент розділення.

2. На основі запропонованих математичних моделей нової конструкції установки із клиношарнірним механізмом з увігнутих клином із поворотним ножом та аналізу результатів моделювання з використанням програмного комплексу DEFORM, розроблені залежності для розрахунку технологічних параметрів процесу розділення фасонного прокату. Встановлено, що зі збільшенням параметру, який визначає положення центру шарніру механізму, збільшуються величини сили і моменту розділення, а величина роботи деформування зменшується. Рекомендована величина цього параметру повинна дорівнювати половині радіуса увігнутого клина.

3. Аналіз результатів розрахунку дозволяє зробити висновок про те, що енергосилові параметри процесу розділення практично не залежать від орієнтації фасонного П – подібного профілю прокату при його подачі у зону розділення.

4. Результати моделювання показують, що застосування установки нової конструкції забезпечує зниження енергосилових параметрів процесу розділення, у порівнянні з відомими конструкціями сучасного обладнання, та геометричну точність відрізаних заготовок.

## REFERENCES

1. Havinga J., Mandal P. K., Boogaard T. V. Exploiting data in smart factories: real-time state estimation and model improvement in metal forming mass production. *International Journal of Materials Research*. 2019. 13, pp. 663–673. <https://doi.org/10.1007/s12289-019-01495-2.2>.
2. Moakhar S., Hentati H., Barkallah M., Louati J., Bonk C., Beherens B. A., et al. Evaluation of AW-6082 aluminium bar shearing simulation. *Advanced Materials and Manufacturing*. 2020. 142, pp. 9-19 (Chaari F et al. (eds.)). [https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-24247-3\\_16](https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-24247-3_16).
3. Chehab A. G., El Naggar M. H. Design of efficient base isolation for hammers and presses. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*. 2003. 23, pp. 127-141. [https://doi.org/10.1016/S0267-7261\(02\)00157-4](https://doi.org/10.1016/S0267-7261(02)00157-4).
4. Tian Y., Zou H. & Guo W. An integrated knowledge representation model for the computer-aided conceptual design of mechanisms. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2006. 28, pp. 435-444. <https://doi.org/10.1007/s00170-004-2399-6>.
5. Songa J. L., Li Y. T., Liua Z. Q., Fua J. H., Ting K. L. Numerical simulation and experiments of precision bar cutting based on high speed and restrained state. *Materials Science and Engineering*. 2009, pp. 225–229. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2007.09.098>.
6. Joun M. S., Jeong S. W., Park Y. T., & Hong S. M. Experimental and numerical study on shearing of a rod to produce long billets for cold forging. *Journal of Manufacturing Processes*. 2021. 62, pp. 797–805. <https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2020.12.062>.
7. Lisunets N. L. Usage of physical and mathematical simulation for improvement of the processes of metal shear cutting. *CIS Iron and Steel Review*. 2019. 17, pp. 34–38. <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=6508354482>.
8. Organ A. J., Mellor P. B. Some factors affecting the quality of cropped billets. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 1967. 7, pp. 369–389. [https://doi.org/10.1016/0020-7357\(67\)90004-2](https://doi.org/10.1016/0020-7357(67)90004-2).

9. Aliiev I. S., Markov O. E., Karnaukh S. G. Development and investigation of the design of dies for separating profiles of a folding configuration on a standard workpiece. *Materials Working by Pressure*. Kramatorsk : DSEA. 2022. 1(51), pp. 154–165, DOI: 10.37142/2076-2151/2022-1(51)3 (in Russian).

10. Chan L. C., Lee T. C., Wu B. J., Cheung W. M. Experimental study on the shearing behavior of fine-blanking versus bar cropping. *Journal of Materials Processing Technology*. 1998. 126, pp. 80-81. [https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(98\)00137-X](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(98)00137-X).

11. Roganov L. L., Chosta N. V., Karnaukh S. G. Improvement of wedge-hinged mechanisms of presses for separation processes of pressure processing. *Materials Working by Pressure*. Kramatorsk: DSEA. 2009. 2(21), pp. 333–338 (in Russian).

12. 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, pp. 3305–3314. DOI: 10.1007/s00170-021-07718-8.

13. Serdyuk A. I. Peculiarities of technology for waste-free separation of shaped U-shaped profiles in dies with complex movement of knives. Mariupol : PSTU. 2015. 139 p. (in Russian).

***Karnaukh S., Chosta N. Research of a new design of the installation with a wedge-hinged mechanism with a rotary knife for separating shaped rolled products.***

*Roll separation operations differ from other operations of processing materials by pressure in that, for their implementation, it is necessary to ensure the maximum force of separation at the beginning of the work cycle. On the basis of literature and patent searches, an improved design of the wedge-hinged mechanism with a concave wedge with a rotary knife was developed, which, according to the graph of the deformation force, is as close as possible to the typical force graph characteristic of separation processes. The wedge-hinged mechanism has fewer friction surfaces. It is more technological in manufacturing compared to the well-known wedge-hinged mechanism with a concave wedge. On the basis of the proposed mathematical model of the new design of the installation with a wedge-hinged mechanism for separating profiled rolled products of a complex configuration and modeling analysis using the DEFORM software complex, a method of selecting geometric parameters during the design of such mechanisms that provide optimal cutting modes has been developed. Recommendations have been developed for choosing the value of the hinge center coordinate, which should be equal to half the radius of the concave wedge. As this parameter increases, the amount of force, and separation moment increases. With the approach of the hinge to the concave surface of the wedge, with the same values of the displacement of the wedge, the magnitude of the angle of rotation and the displacement of the movable knife decrease. Recommendations are given regarding the orientation of the roll supply to the cutting zone. The analysis of the obtained data allows us to conclude that the power parameters of the separation process practically do not depend on the orientation of the shaped P-shaped profile of the rolled product during complex rotational-translational motion. The simulation results prove that the use of a new design installation provides a reduction in the energy parameters of the separation process in comparison with known designs of modern equipment. The use of the installation ensures an increase in the quality of cut blanks.*

**Key words:** wedge, knife, workpiece, shear segment, rotary-forward movement, moment, quality.

**Карнаух Сергій Григорович** – канд. техн. наук, доцент ДДМА

**Karnaukh Sergii** – Candidate of Technical Science, Associate Professor DSEA

E-mail: [karnaukh.sergii@gmail.com](mailto:karnaukh.sergii@gmail.com)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2878-4065>.

**Чоста Наталія Вікторівна** – канд. техн. наук, доцент ДДМА

**Chosta Nataly** – Candidate of Technical Science, Associate Professor DSEA

E-mail: [natalychosta@i.ua](mailto:natalychosta@i.ua)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5275-6414>

ДДМА – Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ-Тернопіль.

DSEA – Donbass State Engineering Academy, Kramatorsk-Ternopil.