

# Аналіз механізму приводу штанцювального преса

В.Р. Пасіка, д.т.н., Р.В. Пилип, Українська академія друкарства, м. Львів

На малих і середніх підприємствах для отримання картонних розгорткок споживчої упаковки використовують плоскоциліндрові штанцювальні преси. Переважно це старі переобладнані плоскодрукарські машини, у яких циліндр обертається навколо нерухомої осі, а талер, на якому закріплена форма, рухається зворотно-поступально. Основним недоліком таких машин є те, що в них присутній холостий хід, талер має недостатню жорсткість, вони енергомісткі та морально застарілі. У праці [1] наведено недоліки таких пресів і запропоновано будову преса, у якому штанцювальна форма є нерухомою, а натискний циліндр перекочується по ній. Такий прес характеризується збільшеною ходюю осі натискного циліндра.

Продуктивність, що є основним показником штанцювальних пресів, залежить від раціонального застосування типу механізмів приводу, які служать для перекочування циліндра, покрової подачі картонних заготовок та узгодженості їх у роботі. Можливі типи механізмів, які можна використати в таких машинах, розглянуто у праці [1], у якій проведено короткий аналіз та запропоновано серед них кривошипно-важільний диференційний механізм (КВДМ) [2]. Даний тип механізму, який забезпечує значні переміщення осі штанцювального циліндра  $D$ , зображений на рис. 1. Кривошип 1, що обертається із заданою частотою  $n_1$ , надає хитний рух ланці 2 через шатун 3. Зубчастий сектор, котрим закінчується коромисло 2, приводить у рух зубчасте колесо 4, яке у свою чергу приводить у рух повзун  $D$  через зубчасті колеса 5–7. Окрім цього, повзун  $D$  приводиться в рух безпосередньо шатуном  $CD$  важільного механізму  $O_1CD$ . Це є замкнутий зубчато-важільний механізм. Проаналізуємо рух повзуна залежно від параметрів механізму.

Для побудови аналітичних залежностей, що описують рух повзуна  $D$ , виразимо переміщення повзуна через важільний механізм  $O_1CD$  і через зубчастий диференційний механізм, який утворений зубчастим сектором 2, зубчастими колесами 4–7 і нерухомою зубчатою рейкою, по якій перекочується колесо 7. Отримані аналітичні вирази для переміщення прирівнюємо і отримуємо нелінійне тригонометричне рівняння відносно кута повороту  $\varphi_4$  ланки  $O_1C$ .

**Важільний механізм.** Рух механізму розглядаємо у системі координат  $xOy$ . Абсцису повзуна отримуємо, спроектуювши векторний контур  $\vec{a} + \vec{l}_{O_1C} + \vec{l}_{CD}$  на вісь абсцис:

$$x_D = x_{O_1} + l_{O_1C} \cos(\varphi_4) + l_{CD} \cos(\varphi_{CD}), \quad (1)$$

де  $x_{O_1} = a$  — абсциса координати точки  $O_1$ ;

$l_{O_1C}$  — довжина ланки 8;

$l_{CD}$  — довжина сторони  $CD$  трикутної ланки 9;

$\varphi_{CD} = \arcsin \frac{e - l_{O_1C} \sin(\varphi_4)}{l_{CD}}$  — кут нахилу вектора  $\vec{l}_{CD}$  до осі

абсцис, який обчислюємо за результатами роботи [3]; тут  $e = y_D - y_{O_1}$ .

Тоді хід повзуна  $D$  виразимо залежністю:

$$S_{DM} = |x_{D_0} - x_D| = -x_{D_0} + x_{O_1} + l_{O_1C} \cos(\varphi_4) + l_{CD} \cos(\varphi_{CD}). \quad (2)$$

**Зубчастий диференційний механізм.** Поворот зубчастого сектора 2 (коромисла  $O_1BT$ ) приводить у плоскопаралельний рух зубчасте колесо 4, від якого отримують рух ланка  $O_1C$  та осі зубчастих коліс 6 і 7. Переміщення зубчастого колеса 4 подамо у вигляді переносного, разом із зубчастим сектором 2, і відносного — перекочування колеса 4 відносно сектора 2.

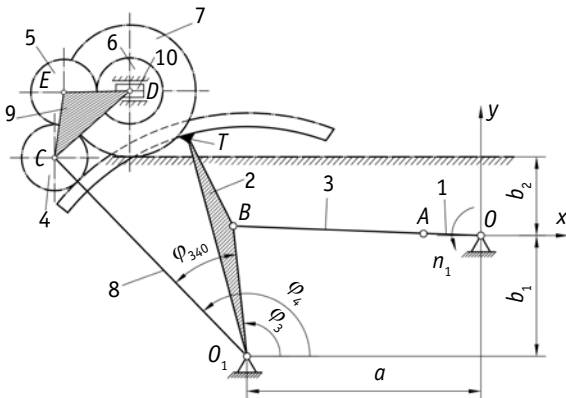


Рис. 1. Структурна схема КВДМ

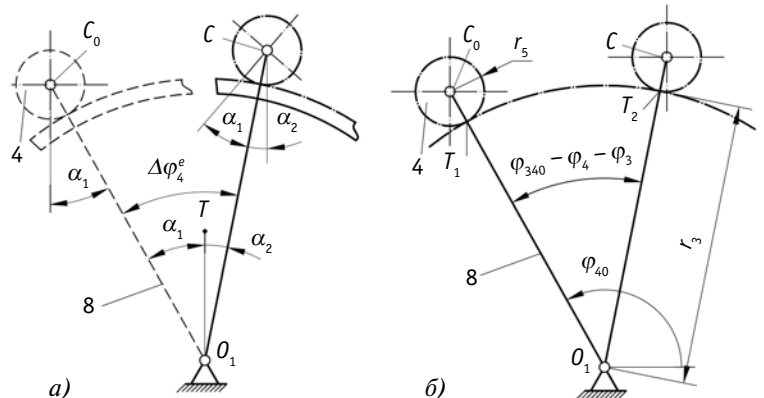


Рис. 2. Визначення кутового переміщення зубчастого колеса 4 у випадку переносного (а) та відносного (б) переміщення



Під час повороту ланки  $O_1C$ , зубчастих колеса 4 і сектора 2 як одного цілого (рис. 1) колесо 4 повернеться на деякий кут  $\varphi_5^e = \alpha_1 + \alpha_2$  (рис. 2а), що призведе до додаткового переміщення  $S_{DK}^e$  повзуна 10. Для визначення кутів  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  проведемо з точки  $O_1$  вертикальну лінію  $O_1T$ . З рис. 2а видно, що кут  $\alpha_1 + \alpha_2$  дорівнює розмаху ланки  $O_1C$  при переносному русі  $\alpha_1 + \alpha_2 = \Delta\varphi_5^e = \varphi_{40} - \varphi_4$ , де  $\varphi_{40}$  — кут нахилу повідця в лівому крайньому положенні.

Згідно з рис. 1, кут повороту циліндра 7 дорівнює  $\varphi_8^e = \frac{\varphi_5^e}{i_{58}}$ , де  $i_{58} = \frac{z_8}{z_5}$  — передатне відношення від колеса 4 до колеса 6. За отриманими залежностями визначаємо кут повороту колеса 6  $\varphi_6^e = \frac{z_8}{z_5}(\varphi_{40} - \varphi_4)$ , і переносне переміщення повзуна від повороту колеса 4 становитиме:

$$S_{DK}^e = z_9 \varphi_8^e = \frac{r_5 r_9}{r_8} (\varphi_{40} - \varphi_4). \quad (3)$$

Під час обкочування колесом 4 зубчастого сектора (рис. 2б) довжина дуги сектора  $T_1T_2$  дорівнює довжині дуги на колесі 4, тобто  $r_5 \varphi_5^r = r_3(\varphi_{340} - \varphi_4 + \varphi_3)$ , звідки визначаємо  $\varphi_5^r = \frac{r_3}{r_5}(\varphi_{340} - \varphi_4 + \varphi_3)$ . Ураховуючи, що  $\varphi_8^r = \frac{r_5}{r_8} \varphi_5^r$  і  $S_D^r = \varphi_8^r r_9$ , отримуємо відносне переміщення повзуна у вигляді:

$$S_D^r = \frac{r_3 r_9}{r_8} (\varphi_{340} - \varphi_4 + \varphi_3). \quad (4)$$

Загальний хід повзуна, виражений через зубчастий диференційний механізм, є суперпозицією переносного (3) і відносного (4) рухів повзуна:

$$S_{DK} = S_{DK}^e + S_D^r = \frac{r_5 r_9}{r_8} (\varphi_{40} - \varphi_4) + \frac{r_3 r_9}{r_8} (\varphi_{340} - \varphi_4 + \varphi_3). \quad (5)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (2) і (5), отримуємо нелінійне тригонометричне рівняння відносно кута повороту  $\varphi_4$ :

$$l_{O_1C} \cos(\varphi_4) + l_{CD} \cos(\varphi_{CD}) - x_{D_0} + x_{O_1} - \frac{r_5 r_9}{r_8} (\varphi_{40} - \varphi_4) - \frac{r_3 r_9}{r_8} (\varphi_{340} - \varphi_4 + \varphi_3) = 0. \quad (6)$$

Розв'язавши рівняння (6), підставляємо значення кута  $\varphi_4$  у рівняння (2) і обчислюємо хід  $S_D$  повзуна 10.

Залежність кута повороту коромисла від кута повороту кривошипа  $OA$  визначаємо, використавши результати праці [3]:

$$\varphi_3 = \beta - \delta - \mu,$$

$$\text{де } \beta = \arctg \frac{y_{O_1} - y_A}{x_{O_1} - x_A};$$

$$\delta = \arccos \frac{l_{AB}^2 + l_{AO_1}^2 - l_{BO_1}^2}{2l_{AB} l_{AO_1}};$$

$$\mu = \arccos \frac{l_{AB}^2 + l_{BO_1}^2 - l_{AO_1}^2}{2l_A l_{BO_1}};$$

$$l_{BO_1} = \sqrt{(y_{O_1} - y_A)^2 + (x_{O_1} - x_A)^2};$$

$y_{O_1}$  і  $x_{O_1}$  — відомі з умови задачі;

$$x_A = l_{OA} \cos(\varphi_1);$$

$$y_A = l_{OA} \sin(\varphi_1).$$

Рівняння (6) розв'язуємо числовим методом. Швидкість і пришвидшення повзуна можна обчислити теж числовим способом. З іншого боку, якщо продиференціювати вираз (6) за часом, то отримаємо нелінійне трансцендентне рівняння відносно кутової швидкості  $\omega_4$  ланки  $O_1C$ . Далі диференціюємо вираз (2) і отримуємо аналітичну залежність для швидкості осі циліндра 7. За аналогічною схемою можна отримати аналітичні вирази і для пришвидшення осі циліндра.

На рис. 3 наведено графік ходу повзуна  $D$  (осі циліндра 7) залежно від положення вхідної ланки  $OA$ . Даний графік отримано для таких параметрів КВДМ, м:  $l_{AB} = 0,4$ ;  $l_{BO_1} = 0,227$ ;  $l_A = 0,51$ ;  $l_{BT} = 0,229$ ;  $l_{TO_1} = 0,45$ ;  $e = 0,427$ ;  $r_5 = r_6 = r_8 = 0,06$ ;  $r_9 = 0,12$ ;  $a = 0,4$ ;  $b_1 = 0,203$ ;  $b_2 = 0,103$ .

Як впливає з рис. 3, максимальне переміщення циліндра становить  $S_{Dmax} = 752,489$  мм, що є досить значним за заданих параметрів механізму.

Для забезпечення необхідного максимального переміщення штанцювального циліндра проаналізуємо вплив параметрів механізму на максимальний хід  $S_D$ .

На рис. 4 наведено діаграми, які характеризують зміну максимального ходу осі циліндра  $S_D$  залежно від зміни довжин ланок. По осі абсцис відкладено зміну довжин ланок  $\Delta$ , а по осі ординат — максимальне переміщення циліндра у відносних одиницях. За базовий було взято механізм з

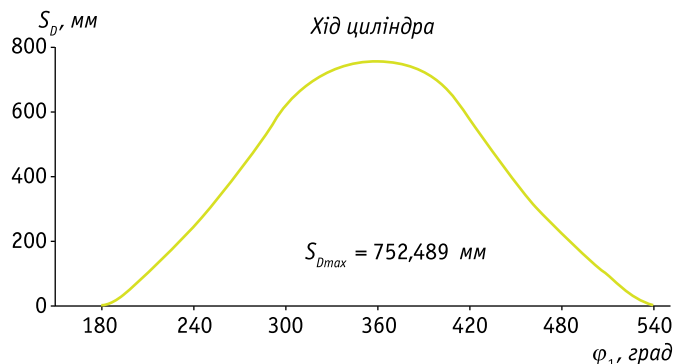
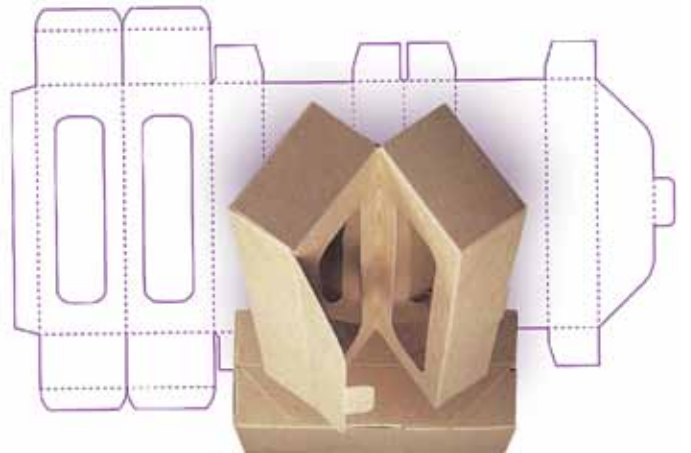


Рис. 3. Залежність переміщення осі циліндра від кута повороту вхідної ланки кривошипа  $OA$



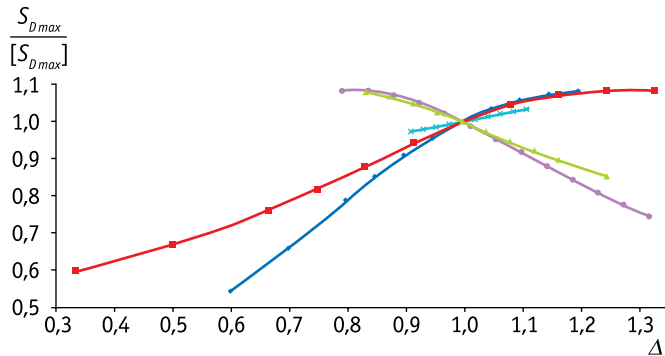


Рис. 4. Залежність зміни максимального переміщення осі циліндра від зміни довжини ланок:  $\Delta_1$  (—),  $\Delta_3$  (—),  $\Delta_3$  (—),  $\Delta_8$  (—),  $\Delta_9$  (—)

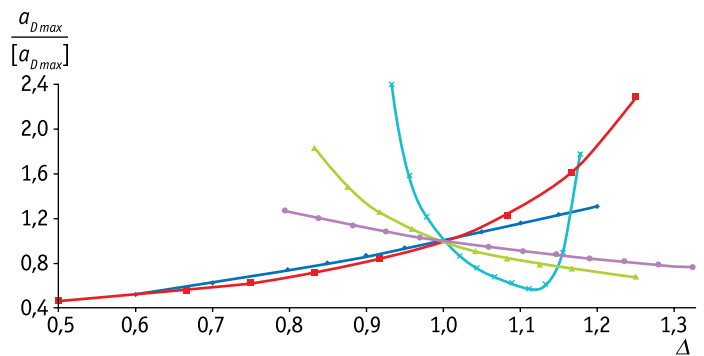


Рис. 5. Залежність зміни пришвидження осі циліндра в крайніх положеннях механізму від зміни довжин ланок:  $\Delta_1$  (—),  $\Delta_3$  (—),  $\Delta_3$  (—),  $\Delta_8$  (—),  $\Delta_9$  (—)

вищенаведеними параметрами. Як бачимо, максимальний хід повзуна пропорційний довжині вхідної ланки  $OA$ , радіусам зубчастого сектора 2 і зубчастого колеса 6 і обернено пропорційний довжині коромисла  $O_1B$  і радіусу зубчастого колеса 7. Найменший вплив на максимальний хід повзуна має довжина зубчастого сектора  $r_3 = l_{O_1T}$ . Інші параметри мають приблизно однаковий вплив, хоча досягнути максимального ходу можна меншим збільшенням довжини кривошипа  $OA$  ( $\Delta_1$ ), ніж збільшенням радіуса зубчастого колеса 6 ( $\Delta_8$ ), меншим зменшенням радіуса зубчастого колеса 7 ( $\Delta_9$ ), ніж зменшенням довжини коромисла  $O_1B$  ( $\Delta_3$ ).

Слід зазначити, що в разі збільшення переміщення циліндра можуть змінюватися інші кінематичні параметри, зокрема пришвидження осі циліндра, величина якого має визначальний вплив на динамічні характеристики усього механізму. Так, на рис. 5 подано діаграми пришвиджень осі циліндра 7 у крайніх положеннях механізму, оскільки ці пришвидження викликають м'які інерційні удари. Аналіз діаграм показує, що зменшення довжини кривошипа ( $\Delta_1$ ) і радіуса зубчастого колеса 8 ( $\Delta_8$ ) призводить до значного зменшення початкових пришвиджень (до  $a_{Dmax} / [a_{Dmax}] \approx 0,45$ ), а для довжини радіуса зубчастого сектора  $r_3$  ( $\Delta_3$ ) існує така величина  $\Delta_3 = 1,127$ , за якої максимальне пришвидження набуває мінімуму ( $a_{Dmax} / [a_{Dmax}] \approx 0,59$ ).

Аналізуючи графіки на рис. 4 і 5, можна констатувати, що збільшення ходу циліндра і одночасне зменшення його початкових пришвиджень досягається зменшенням довжини кривошипа і радіуса зубчастого колеса 6. За певної величини радіуса зубчастого сектора  $r_3$  спостерігаємо мінімум початкового пришвидження. Між значеннями довжини коромисла і радіуса  $r_9$  необхідно шукати компроміс, оскільки в разі збільшення цих параметрів пришвидження зменшуються, але й зменшується максимальний хід осі циліндра  $S_D$ . Змінюючи довжини ланок механізму, можна підібрати такі параметри ланок, за яких переміщення буде максимальним, а максимальне пришвидження мінімальним.

## Висновки

На основі аналізу КВДМ плоскоциліндрового штанцювального преса, у якого штанцювальна форма є нерухомою, а натискний циліндр перекочується по ній, створено

математичну модель руху його ланок та отримано аналітичні залежності для визначення ходу осі циліндра повзуна. Проаналізовано вплив параметрів КВДМ на величину максимального ходу і початкових пришвиджень осі натискного циліндра. Виявлено, що під час проектування таких механізмів доцільно довжину кривошипа і радіус зубчастого колеса 6 приймати якомога меншими. Для визначення радіуса зубчастого сектора  $r_3$  необхідно побудувати функцію  $a_{Dmax} / [a_{Dmax}] \approx f(r_3)$  і визначити те значення  $r_3$ , за якого пришвидження осі циліндра стає мінімальним.

## Література

1. Чехман Я.І., Шустакевич А.І., Пилип Р.В. Альтернативні виконавчі механізми приводів плоскоциліндрових пресів // Упаковка. — 2012. — № 1. С. 57–61.
2. Патент № 91308 України, МПК (2009) F16J7/00. Пристрій поступально-реверсивного переміщення вхідної ланки / Я.І. Чехман (Укр.) А.І. Шустакевич (Укр.), Р.В. Пилип (Укр.) — № 200910142; Заявл. 06.10.2009; Опубл. 12.07.2010. — Бюл. № 13. — 2 с.
3. Пасіка В.Р. Кінематичний аналіз механізмів з групи Ассур I і II видів // Наукові записки УАД. — 2001. — Вип. 3. — С. 12–16. ✓

## Анализ механизма привода штанцевального преса

В.Р. Пасика, д.т.н., Р.В. Пылып

В статье рассмотрен кривошипно-рычажный дифференциальный механизм. Авторами проведен поиск математических зависимостей, описывающих кинематические характеристики механизма. Полученная сложная математическая зависимость решена в математическом пакете MATLAB с использованием функций `fsolve` и `diff`.

**Ключевые слова:** пресс плоскоцилиндровый; форма штанцевальная; механизм привода; зубчатые колеса; дифференциальный механизм; переносное и относительное движение; численный метод.

## Analysis of the drive punching press

V.R. Pasika, Dr., R.V. Pylyp

In the article the crank-lever differential mechanism. Completed search of mathematical relationships that describe the kinematic characteristics of the mechanism. The resulting complex mathematical dependence is solved in the mathematical package MATLAB using the function `fsolve` and `diff`.

**Key words:** flat cylinder press; die cutting shape; drive mechanism; gears; differential gear; portable and relative moves; the numerical method.