

УДК 681.652 + 655.281

*В. Т. Сенкусь, В. О. Босак, В. О. Кузнєцов, І. М. Кравчук**Українська академія друкарства***ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ
ФАЛЬЦНОЖІВ УДАРНОГО ФАЛЬЦЮВАННЯ
З РУХОМОЮ КРИВОЛІНІЙНОЮ НАПРЯМНОЮ**

Розглядаються особливості механізму приводу фальцножів ударного фальцювання з рухомою криволінійною напрямною в рулонних друкарських машинах. Аналізується зміна радіусів кривини центрального профілю рухомої криволінійної напрямної.

Фальцножі, криволінійна напрямна, профільний кут, рулонна друкарська машина

У працях [1–4] розглядається механізм приводу фальцножів ударного фальцювання з нерухомою криволінійною напрямною, в яких проведено розрахунки кінематики механізму, визначені його енергосилові характеристики і розраховані радіуси кривини центрального профілю криволінійної напрямної. За результатами досліджень встановлено, що профіль нерухомої криволінійної напрямної на окремих ділянках має малі радіуси кривини, в результаті чого в деталях механізму можуть виникати значні контактні напруження, які негативно впливатимуть на довговічність механізму.

Для підвищення довговічності роботи механізму ударного фальцювання з приводом фальцножа з нерухомою криволінійною напрямною запропоновано новий механізм приводу з рухомою криволінійною напрямною.

У запропонованому механізмі, на відміну від механізму з нерухомою криволінійною напрямною [1], криволінійна напрямна рухома і отримує привід від циліндра через зубчасті передачі.

Як відомо, в склад пристрою входить циліндр 1 (рис. 1) з графейками 2 і 3, двома роликівими каретками 4 з роликами 5 і 6, закріпленими на каретках фальцножами 7 і 8 та зубчасті колеса 17, 18, 19, 20, 21 приводу напрямних 9 і 12 від циліндра 1.

Механізм працює так: графейки 2 циліндра 1 проколюють переднє поле паперової стрічки С, яка охоплює зовнішню поверхню циліндра 1. Одночасно з циліндром 1 обертається за годинниковою стрілкою вісь 11 каретки, а ролики каретки 5 і 6 обкочують поверхню циліндричної напрямної 9. При підході роликів каретки 4 у нижнє положення привідна криволінійна кулісна напрямна 12 внаслідок обертання проти годинникової стрілки заштовхує ролик 5 каретки в паз куліси. Рух ролика в пазу спричиняє поворот фальцювального ножа 7 відносно осі 11 на кут 90° , який робочою поверхнею вертикально вниз проштовхує середню ділянку аркуша 14, відсіченого від стрічки С відсічним ножем 15, у простір між фальцювальними валиками 10 і 13. Внаслідок фрикційної взаємодії валики фальцюють аркуш у поперечному напрямку. Подальший обертовий зустрічний рух циліндра 1 та криволінійної напрямної

12 супроводжуються поворотом каретки ще на кут 90° , при цьому ролик 5 виходить з криволінійної напрямної 12, а фальцювальний ніж 7 звільняє простір між фальцювальними валиками 10 і 13. Проходження роликом 5 криволінійної кулісної напрямної призводить до зміни взаємного розташування роликів один відносно одного в напрямку обертання циліндра 1. Циліндрична 9 і криволінійна кулісна 12 напрямні зблоковані й обертаються вільно навколо осі 22 циліндра 1. У рух їх проводить зубчасте колесо 17, закріплене жорстко на валу циліндра 1, через зубчасті колеса 18, 19, 20, 21. Кількість зубчастих коліс і їх ділильні діаметри підібрані таким чином, що вони надають зблокованим напрямним 9 і 12, 5 у два рази більшу кутову швидкість і в протилежному напрямку порівняно з кутовою швидкістю циліндра 1.

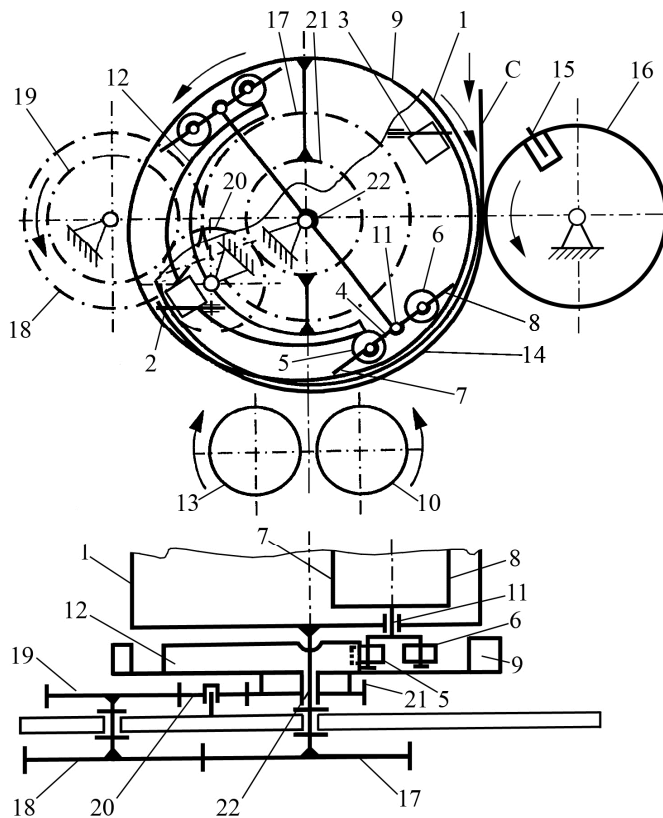


Рис. 1. Схема механізму з рухомою криволінійною напрямною приводу фальцножів

Оскільки описаний механізм відрізняється від механізму приводу фальцножа з нерухомою криволінійною напрямною, описаному у праці [3] тим, що циліндрична і криволінійна напрямні виконані рухомими, то кінематичні залежності виведені в статті [6], справедливі також для механізму з рухомою криволінійною напрямною.

Однак при розрахунках радіусів кривини центральної кривої профілю слід врахувати наявність зустрічного руху криволінійної напрямної.

Для визначення радіусів кривини профілю рухомої криволінійної напрямної скористаємося також, як і у праці [3], комбінованою методикою аналітично-геометричного типу, яка базується на використанні можливостей конструкторської системи «AutoCAD». Завдяки якій визначається радіус кола, проведеного по трьох заданих точках. Якщо коло провести по трьох сусідніх точках центральної кривої, то визначений радіус кола є радіусом кривини профіля у середній точці.

Координати точок центральної кривої криволінійної напрямної визначаємо в полярних координатах.

Біжучий радіус-вектор точок центральної кривої, як і раніше [1] визначаємо за формулою (рис. 2)

$$r_k = \sqrt{r^2 + b_1^2 - 2b_1 \cdot r \cdot \cos \gamma}, \quad (1)$$

де r — радіус від центра обертання O_1 до точки А до важеля АВ (фальцножа); b_1 — довжина коромисла АС; γ — біжучі кутові переміщення коромисла АС.

Для кулачково-важільного механізму (II період руху фальцножа [1]):

$$\gamma = \gamma_0 + 2a_k \cdot \gamma_1, \quad (2)$$

де $\gamma_0 = 90^\circ$ — початковий кут; a_k — інваріант переміщень для вибраного закону руху; γ_1 — кут повороту коромисла АС за період розбігу, який визначається за формулою (6) роботи [1].

Для кривошипно-шатунного механізму (III період руху фальцножа) поточний кут повороту коромисла АС обчислюємо за формулою

$$\gamma = 180^\circ - \left(\varphi + \arcsin \frac{\sin \varphi}{\lambda} \right), \quad (3)$$

де φ — поточний фазовий кут; $\lambda = b/r$; b — довжина шатуна АВ (фальцножа); r — радіус від центра обертання O_1 важеля АВ (фальцножа).

Профільні кути радіусів-векторів криволінійної напрямної з урахуванням кутових поправок, які обчислюємо за формулою

$$\xi_k = \mu_0 - \mu_k, \quad (4)$$

де μ_0 — початковий кут, який визначається положенням початкового радіуса-вектора відносно лінії O_1A (рис. 2)

$$\mu_0 = \arccos \frac{r^2 + r_0^2 - b_1^2}{2r \cdot r_0}. \quad (5)$$

$$\text{Тут } r_0 = \sqrt{r^2 + b_1^2}.$$

Поточний кут, який визначає положення біжучого радіуса-вектора відносно лінії O_1A , визначаємо:

$$\mu_k = \arccos \frac{r^2 + r_k^2 - b_1^2}{2r \cdot r_k}. \quad (6)$$

Біжучий профільний кут нерухокої криволінійної напрямної обчислюємо за формулою:

$$\psi = \varphi - \xi_k. \quad (7)$$

Оскільки криволінійна напрямна 2 (рис. 2) обертається назустріч подавальному циліндру 1 з вдвоє більшою швидкістю, то поточий профільний кут криволінійної напрямної визначаємо так:

$$z = \psi + 2\varphi, \quad (8)$$

де φ — поточий фазовий кут повороту подавального циліндра 1.

Для кулачково-важільного механізму (II період руху фальцножа) поточий фазовий кут визначаємо за формулою:

$$\varphi = 2k \cdot \varphi_1,$$

де k — відносний час, що змінюється в границях $0 \leq k \leq 0,5$; φ_1 — фазовий кут, який визначається за формулою (7) праці [1].

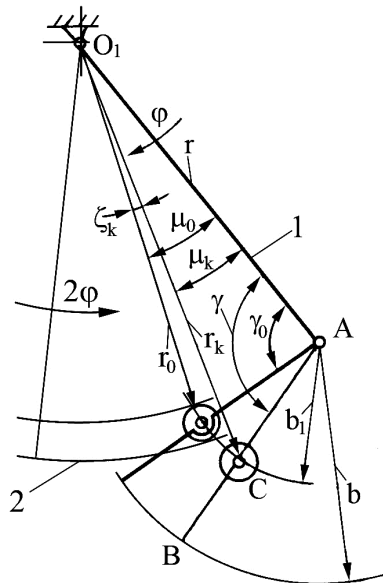


Рис. 2. Схема для визначення полярних координат профілю рухокої криволінійної напрямної

Для кривошипно-повзунного механізму (III період руху фальцножа) поточий фазовий кут визначається за формулою:

$$\varphi = \varphi_1 + 2k \cdot \varphi_2,$$

де $0 \leq k \leq 0,5$; φ_2 — фазовий кут, який визначається за формулою (3) праці [1].

Для розрахунків були вибрані, як і раніше параметри фальцапарата газетної машини для випуску газет формату А3 з такими розмірами: $r = O_1A = 107$ мм; $b = AB = 54$ мм; $b_1 = AC = 28$ мм; $R_{II} = 133$ мм.

Для цих даних за програмою «AutoCAD» були визначені радіуси кривини центрової кривої рухомої криволінійної напрямної. Результати розрахунку наведено на рис. 3, де точки профілю криволінійної напрямної показані кружками і відповідно до них вказані величини радіусів кривини профілю.

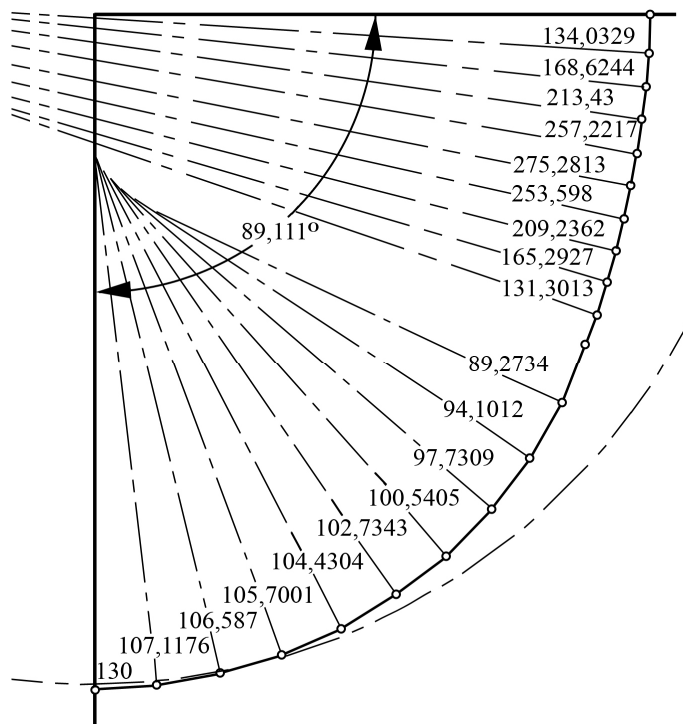


Рис. 3. Радіуси кривини центрального профілю рухомої криволінійної напрямної

Як видно з рисунка, профіль опуклий і плавно змінюється, в середній частині профілю є різкий перехід значень радіусів кривини від 131,30 мм до 89,27 мм, а значення 89,27 мм є мінімальним для всього профілю.

Для цих же даних визначимо граничні значення кутів.

Фазовий кут повороту подавального циліндра для III періоду, коли край ножа рухається по вертикальній лінії обчислюємо за формулою (3) праці [1]:

$$\varphi_2 = \arccos \frac{R_{II}^2 + r^2 - b^2}{2R_{II} \cdot r} = \arccos \frac{133^2 + 107^2 - 54^2}{2 \cdot 133 \cdot 107} = 22,883^\circ$$

Кут між вертикаллю і коромислом АВ (фальцножем) у цей момент визначаємо за формулою (4) праці [1]:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi_2}{\lambda}\right) = \arcsin\left(\frac{\sin 22,883^\circ}{0,505}\right) = 50,354^\circ.$$

Розмах коромисла АВ (фальцножа) у цей момент визначаємо за формулою (6) праці [1]:

$$\gamma_1 = 90^\circ - (\varphi_2 + \beta_2) = 90^\circ - (22,883^\circ + 50,354^\circ) = 16,763^\circ.$$

Значення фазового кута подавального циліндра для кулачково-важільного механізму (II період руху фальцножа) визначаємо за формулою (7) роботи [1]:

$$\varphi_1 = \frac{B \cdot \lambda \cdot \cos \beta_2}{\cos \varphi_2} = \frac{2 \cdot 0,505 \cdot \cos 50,354^\circ}{\cos 22,883^\circ} = 11,729^\circ,$$

де $B = 2$ — константа піка швидкості для закону «синусоїда» (Co).

Величина початкового радіуса-вектора криволінійної напрямної визначається за формулою:

$$r_0 = \sqrt{r^2 + b_1^2} = \sqrt{107^2 + 28^2} = 110,603 \text{ мм.}$$

Початковий кут, який визначає положення початкового радіуса-вектора відносно лінії O_1A , обчислюємо за формулою (21) праці [1]

$$\mu_0 = \arccos \frac{r^2 + r_0^2 - b_1^2}{2r \cdot r_0} = \arccos \frac{107^2 + 110,603^2 - 28^2}{2 \cdot 107 \cdot 110,603} = 14,665^\circ.$$

Максимальний радіус-вектор криволінійної напрямної знаходимо за формулою (1) для максимального кута повороту коромисла АС $\gamma = 180^\circ$.

$$r_{k \max} = \sqrt{r^2 + b_1^2 - 2b_1 \cdot r \cdot \cos \gamma} = \sqrt{107^2 + 28^2 - 2 \cdot 28 \cdot 107 \cdot \cos 180^\circ} = 135 \text{ мм.}$$

При цьому кут, який визначає положення цього радіуса-вектора відносно лінії O_1A визначаємо за формулою (5)

$$\mu_{k \min} = \arccos \frac{r^2 + r_{k \max}^2 - b_1^2}{2r \cdot r_{k \max}} = \arccos \frac{107^2 + 135^2 - 28^2}{2 \cdot 107 \cdot 135} = 0.$$

Знаходимо кутову поправку для цього положення за формулою (4):

$$\xi_{k \max} = \mu_0 - \mu_{k \min} = 14,625^\circ - 0^\circ = 14,625^\circ.$$

Максимальне значення профільного кута нерухомої криволінійної напрямної обчислюємо сумою параметрів:

$$\Psi_{\max} = \varphi_1 + \varphi_2 - \xi_{k \max} = 11,729^\circ + 22,883^\circ - 14,625^\circ = 19,987^\circ.$$

Максимальне значення профільного кута рухомої криволінійної напрямної буде:

$$z_{\max} = \Psi_{\max} + 2(\varphi_1 + \varphi_2) = 19,987^\circ + 2(11,729^\circ + 22,883^\circ) = 89,111^\circ.$$

Профільний кут рухомої криволінійної напрямної приводу фальцножів, порівняно з нерухомою, збільшується в

$$\frac{z_{\max}}{\psi_{\max}} = \frac{89,111^{\circ}}{19,987^{\circ}} = 4,46 \text{ раза.}$$

Таким чином, застосування рухомої криволінійної напрямної приводу фальцножів забезпечує збільшення профільного кута в 4,46 раза, а мінімальний радіус кривини центрального профілю з 13,94 мм до 89,27 мм.

Отже, застосування в механізмі приводу фальцножів рухомої криволінійної напрямної порівняно з нерухомою дало можливість збільшити профільний кут у 4,46 раза і відповідно мінімальний радіус кривини профілю з 13,94 мм до 89,27 мм, що забезпечує мінімізацію контактного навантаження в парі криволінійна напрямна — ролик каретки та підвищує довговічність роботи деталей механізму.

1. Сенкусъ В. Т. Кінематика механізму приводу фальцножів ударного фальцювання з криволінійною напрямною в рулонних друкарських машинах / В. Т. Сенкусъ, В. О. Босак, І. М. Кравчук // Наукові записки. — 2008. — № 1 (13). — С. 54–62. 2. Сенкусъ В. Т. Визначення енергосилових характеристик механізму приводу фальцножів з криволінійною напрямною в друкарських машинах / В. Т. Сенкусъ, В. О. Босак, І. М. Кравчук // Поліграфія і видавнича справа. — 2010. — № 1(51). — С. 143–148. 3. Сенкусъ В. Т. Визначення радіусів кривини центральної кривої нерухомої криволінійної напрямної механізму приводу фальцножів фальцапаратів рулонних друкарських машин / В. Т. Сенкусъ, В. О. Босак, В. О. Кузнецов, І. М. Кравчук // Поліграфія і видавнича справа. — 2010. — № 1(51). — С. 123 – 128. 4. Пат. № 90011 Україна. В41F Механізм поперечного фальцювання / В. Т. Сенкусъ, В. О. Босак, І. І. Рєгей. — 2010. — Бюл. № 6.

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ФАЛЬЦНОЖЕЙ УДАРНОЙ ФАЛЬЦОВКИ С ПОДВИЖНОЙ КРИВОЛИНЕЙНОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ

Рассматриваются особенности механизма привода фальцножей ударного фальца с движущейся криволинейной направляющей в рулонных печатных машинах. Проанализировано изменение радиусов кривизны центрального профиля движущейся криволинейной направляющей.

SPECIFICITIES OF WORK OF THE CHOPPER FOLDER BLADE DRIVE MECHANISM WITH THE MOVING CURVILINEAR GUIDE IN ROLL PRINTING PRESSES

The article highlights the specificities of work of the chopper folder blade drive mechanism with the moving curvilinear guide in roll printing presses. The changing curvature radii of the center profile of the moving curvilinear guide are analyzed.

Стаття надійшла 28.07.2011

УДК 621.825

*І. О. Романчук, В. Р. Пасіка**Українська академія друкарства*

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОПОГАШУЮЧОЇ ПРУЖНОЇ МУФТИ ДЛЯ ПРИВОДІВ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ

Розглядається принципово нова схема конструкції пружно-компенсуючої муфти з ділянкою квазінульової жорсткості. Проводиться аналіз зміни крутних моментів муфти відносно величини кутів закручування.

Муфта, квазінульова жорсткість, привід, крутний момент

Муфти є одними з основних вузлів різноманітних машин і механізмів, які забезпечують у процесі роботи кінематичний і силовий зв'язки між елементами приводу. Для компенсації неспіввісності валів, віброзахисту при ударах і поштовхах, для запобіжних функцій та захисту від динамічних резонансних навантажень застосовуються різноманітні конструкції пружних муфт. Проте більшість таких багатофункціональних пристроїв мають незадовільні робочі характеристики та низьку надійність. Більшість з них призначені для погашення коливань на конкретній частоті або у вузькому діапазоні, тому складно сконструювати пружний зв'язок з низькою частотою власних коливань при достатній несучій здатності.

Однією з основних задач машинобудування є розробка надійних, технологічних та простих в обслуговуванні багатофункціональних пружно-компенсуючих муфт для зменшення крутних коливань у кінематичних ланцюгах. Цього можна досягти завдяки розробленню нових вдосконаленіших конструкцій муфт з вібропогашуючими характеристиками [3, 4].

Пропонуємо принципову схему вібропогашуючої муфти крутних коливань з ділянками квазінульової жорсткості [1, 5]. У даній конструкції одночасно зі збереженням несучої здатності існує можливість знизити частоту власних коливань. Конструктивно, це досягається тим, що між ведучою 1 та веденою 2 ланками (рис. 1) паралельно основному пружному зв'язку (пружний елемент C_1) встановлюється зворотній пружний зв'язок з від'ємною жорсткістю (пружний елемент C_2).

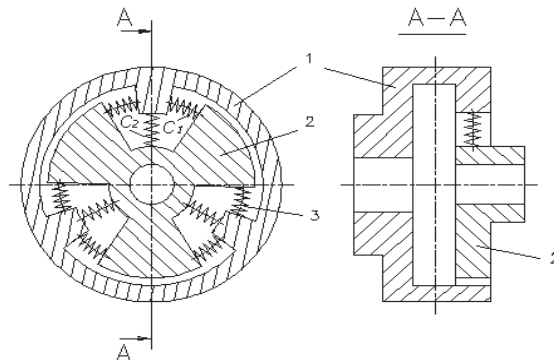


Рис. 1. Принципова схема вібропогашуючої муфти