

УДК 681.620(042.3)

ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ТРАНСПОРТУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ КОНВЕЄРНОГО ТИПУ ТАМПОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ ТДМ-300

© Ю. О. Шостачук, к.т.н., доцент, Д. С. Гриценко,
аспірант, НТУУ «КПІ», Київ, Україна

В статье рассматриваются результаты исследования точности позиционирования изделий при транспортировании их в зону печати в тампопечатных машинах.

In article it is considered results of research accuracy positioning of products at their transportation to a press zone in pad printing machines.

Постановка проблеми

Якість відтворення зображення у тамподрукарських машинах залежить від точності нанесення на виріб шару фарби. Нанесення фарбового зображення на вироби у тамподрукарських машинах залежить від взаємодії тампона і, відповідно, його механізму приводу та положення поданого у зону нанесення фарби виробу, який розташований на транспортувальному пристрою. Цей процес потребує забезпечення чіткої взаємодії всіх причетних до цього елементів друкарської машини.

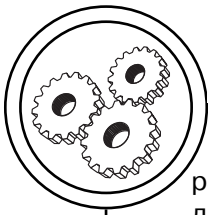
Під час подачі виробів у зону друкування необхідно забезпечити їх плавну зупинку без додаткових вібрацій і коливань та чітку фіксацію відносно друкарського елемента. Вплив вібрацій та коливань приводить до порушення точності розміщення виробу відносно тампону і унеможливує точне нанесення фарби на виріб. Гарантування відповідної якості друкування ускладнюється тим, що вико-

навчі елементи, від яких залежить необхідна точність взаємодії, розташовані на різних механізмах.

Аналіз попередніх досліджень

Процес нанесення фарби на виріб виконується у період вистою транспортувального пристрою, що є особливістю процесу друку у ТДМ. Тому пристрої, які переносять виріб у зону друкування і, які є опорною поверхнею для створення необхідного тиску під час нанесення фарби, повинні забезпечити плавний рух транспортера, задане співвідношення періодів руху та вистою згідно технологічного процесу, відповідну точність позиціонування виробу і його фіксацію відносно друкарського елемента (тампона) [1].

Точність позиціонування механізму — це якість відтворення встановлених залежностей ідеального механізму реальними системами. Ці залежності ха-



рактизуються зв'язком координат ведених та ведучих ланок механізмів.

Визначення точності механізму — визначення придатності реального механізму виконувати задані функції на протязі заданого проміжку часу.

Реальний механізм відрізняється від відповідного ідеального похибками, що виникають внаслідок спрощення схем механізмів та залежностей при відтворенні руху, внаслідок похибок при виготовленні і монтажу, а також зміни характеристик внаслідок експлуатації обладнання. Найчастіше вводяться спрощення в закони руху механізму (наприклад: заміна нелінійної залежності лінійною при незначних відхиленнях від лінійності). Похибки механізмів, які виникають від таких спрощень, іноді називають теоретичними, структурними або схемними, вони завжди мають систематичний характер.

Найбільш поширеними похибками механізмів є виробничі (технологічні) похибки — будь-які відхилення в розмірах і формі деталей від теоретичних (номінальних), а також похибки взаємного розташування деталей, які виникають під час складання. Ці виробничі похибки носять назву первинних похибок механізму [1, 2].

Первинні похибки характеризуються величиною і напрямом. Якщо напрям певний, то первинні похибки називають векторними. При невизначному напрямі (не співвісність, ексцентриситети, перекося осей шарнірів тощо) первинні похибки називають скалярними. У розрахунках

на точність для скалярних первинних похибок враховують тільки їх величину, для векторних — величину і напрям.

Положення веденої ланки ідеального механізму характеризується рівнянням:

$$\varphi_0 = \varphi_0(q_s), \quad (1)$$

де q_s — задані незалежні між собою параметри, що визначають положення виконавчих ланок. Параметри q_s реального механізму відрізняються від ідеальних на величини похибок Δq_s . Тоді залежність (1) перетворюється на:

$$\varphi = \varphi(q_s + \Delta q_s), \quad (2)$$

де Δq_s — первинні похибки.

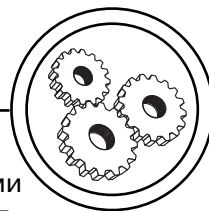
Різниця між положенням реального і ідеального механізмів і є похибкою положення веденої ланки механізму:

$$\Delta\varphi = \varphi - \varphi_0. \quad (3)$$

Похибка положення виконавчої ланки механізмів спричиняє додаткові переміщення ланок і зміну реальних швидкостей і прискорень веденої ланки. Похибки прискорень є причиною додаткових сил інерції, які змінюють реакції в кінематичних парах, викликають додаткові вібрації у вузлах і суттєво погіршують точність позиціонування виконавчих ланок механізму.

У масовому виробництві усі первинні похибки мають випадковий характер, тому аналіз їх впливу необхідно виконувати з використанням теорії ймовірності розсіювання параметрів.

Крім перелічених похибок (відхилень) технологічного походження, на точність механізмів впли-



вають також експлуатаційні, які виникають у процесі роботи механізмів. До них належать на-самперед похибки, зумовлені зазорами в кінематичних парах механізмів, а також їх спрацюванням. Якщо величини технологічних зазорів нормуються стандартними допусками, то величини допустимих зазорів внаслідок спрацювання кінематичних пар, визначаються тільки розрахунками точності механізмів.

До експлуатаційних похибок належать також деформації деталей від сил тягіння, технологічних сил, сил тертя тощо. Деформації деталей внаслідок дії додаткових сил призводять до появи мертвих ходів механізму, додаткових коливань і вібрацій, що спотворює розрахункову точність положення механізму.

Похибки механізму можуть бути зумовлені також шорсткістю і хвилястістю поверхонь, неправильними величинами і розподілом мас ланок, неправиль-

ними величинами, напрямками і точками прикладання сил, відхиленнями в показниках пружних властивостей ланок [3].

Мета роботи

Метою даної роботи є аналіз процесу нанесення фарби на виріб у тамподрукарських машинах і визначення основних параметрів транспортувальної системи для забезпечення встановленої якості друку.

Результати проведених досліджень

На рис. 1 представлена структурна схема транспортної системи тамподрукарської машини з кроковим приводом, що складається з кулачкового приводного механізму 1, ланцюгової передачі 2, натяжного механізму 3, напрямних 4 та опорних пластин 5.

З представленої схеми видно, що основними елементами, від яких залежить точність позиціонування закріплених на опор-

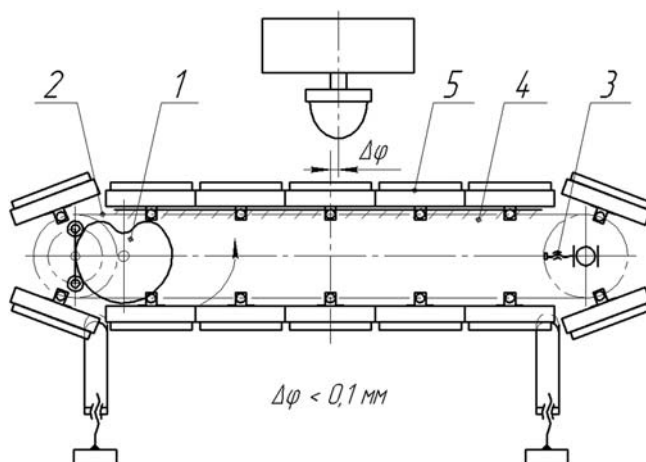
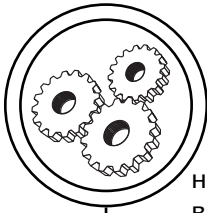


Рис. 1. Структурна схема приводу крокового транспортера тамподрукарської машини



них пластинах виробів для друку відносно тампона, є кулачковий механізм приводу та ланцюгова передача. Кулачковий привод забезпечує транспортування закріпленого виробу до точки контакту з тампоном і його фіксацію під ним для нанесення фарби відповідно до технологічного процесу. Під час періодичного руху виробів транспортувальна система повинна забезпечити подачу виробу з мінімальними коливаннями, які швидко згасають до початку нанесення фарби. Нанесення фарби відбувається в період вистою. Для досягнення необхідної якості друкування точність позиціонування виробу відносно друкарського елемента (тампона) повинна бути в межах 0,1 мм.

Розглянемо точність позиціонування веденої ланки, яку може забезпечити існуюча система крокового приводу транспортера.

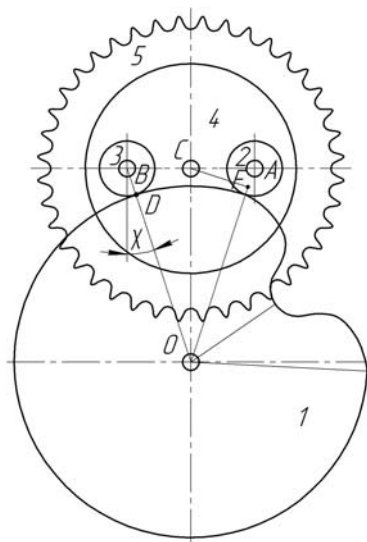
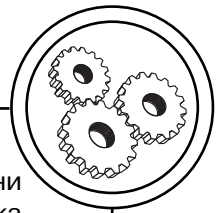


Рис. 2. Схема крокового механізму приводу транспортувальної системи

На рис. 2 представлена схема кулачкового механізму періодичного повороту, яка складається з кулачка 1, роликів 2 і 3 та дискового коромисла 4. На валу, на якому встановлено дискове коромисло 4 розміщується приводна зірка ланцюгової передачі 5.

Розглянемо первинні похибки механізму — похибки профілю кулачка $\Delta\rho_1^n$ і роликів $\Delta\rho_2^n$, $\Delta\rho_3^n$, визначені по нормалі до поверхні кулака в точці контакту; ексцентриситету кулачка Δe_1 і роликів Δe_2 , Δe_3 ; перекосу осей елементів у шарнірах O, A, B, C в ланках 1, 2, 3, 4 і корпусі відповідно $\Delta\gamma_{O0}$, $\Delta\gamma_{O1}$, $\Delta\gamma_{A2}$, $\Delta\gamma_{A4}$, $\Delta\gamma_{C0}$, $\Delta\gamma_{C4}$; неточностей між кріпленням кулачка і коромислового диску Δl_{OC} та роликів Δl_{23} ; первинні похибки у шарнірах O, A, B, C при монтажі Δq_{10} , Δq_{24} , Δq_{34} , Δq_{40} . Крім того, існує похибка Δa_1 положення встановлення ведучого кулака 1 відносно ведучого валу, яка впливатиме в крайніх положеннях рівно радіусної ділянки профілю, оскільки замикання відбувається по ділянці профілю з постійним радіусом. Ланцюгова передача має свої особливості побудови і її вплив на якість друку є об'єктом окремого дослідження. При використанні додаткових фіксуючих пристроїв при транспортуванні друкованих виробів впливом похибок ланцюгової передачі можна знехтувати.

Для визначення впливу кулачкового приводу повороту приймемо жорстким зв'язок між зіркою ланцюгової передачі і елементом кріплення виробу. Внаслідок притирання шарнірів



ланок під час роботи кулачкових механізмів похибкою перекосів осей елементів шарнірів, яка при дослідженні не перебільшувала меж 1 %, можна знехтувати. Похибка, яку створює перекіс зірки ланцюгової передачі, також знаходиться в межах 1 %, тому нею також можна знехтувати.

Для визначення похибки положення кулачкового механізму приймаємо, що всі сили, які діють у системі, будуть розглядатися в площині, паралельній площині руху.

Похибка положення коромисла внаслідок похибок профілю кулачка і роликів, визначається:

$$\Delta\varphi_{p12} = \frac{\Delta\rho_1^n + \Delta\rho_2^n}{CF}, \quad (4)$$

$$\Delta\varphi_{p13} = \frac{\Delta\rho_1^n + \Delta\rho_3^n}{CF}, \quad (5)$$

Величина CF дорівнює:

$$CF = \frac{AB}{2} \cos\chi, \quad (6)$$

де χ — кут між нормаллю до поверхні кулака і базою механізму.

Похибки профілю кулачка $\Delta\rho_1$ та роликів $\Delta\rho_2^n$ визначаються за допомогою обміру реальних радіусів кулачка та роликів. А оскільки в нашому випадку ролик знаходиться на нормалі до профілю кулака, то похибки $\Delta\rho_1 = \Delta\rho_1^n$.

Що стосується похибок $\Delta\rho_2^n$ і $\Delta\rho_3^n$ поверхні роликів 2 і 3,

то вони рівні помилці величини радіусу r_2 і r_3 роликів, а похибка $\Delta\rho_3^n$ зменшує похибку:

$$\Delta\rho_2^n = \Delta r_2 \text{ і } \Delta\rho_3^n = \Delta r_3. \quad (7)$$

Таким чином

$$\Delta\varphi_{p12} = \frac{\Delta\rho_1 + \Delta r_2}{CF}, \quad (8)$$

$$\Delta\varphi_{p13} = \frac{\Delta\rho_1 - \Delta r_3}{CF}. \quad (9)$$

Похибки положення коромисла внаслідок ексцентриситету кулачка і роликів знаходимо за формулою:

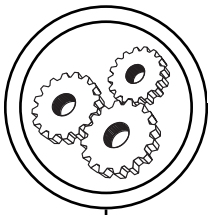
$$\Delta\varphi_{e12} = \frac{\cos\psi_{e1}\Delta_{e1} - \cos\psi_{e2}\Delta_{e2}}{CF}, \quad (10)$$

$$\Delta\varphi_{e13} = \frac{\cos\psi_{e1}\Delta_{e1} - \cos\psi_{e3}\Delta_{e3}}{CF}, \quad (11)$$

де ψ_{e1} , ψ_{e2} и ψ_{e3} — кути між напрямом ексцентриситету і нормаллю профілю кулака в точці контакту.

Зазори в шарнірах О і С є причиною додаткових переміщень ланки 4 відносно ланки 1, а зазори в шарнірах А і В — причиною додаткового повороту ланки 4 відносно шарніра С. Позначимо через ψ_{sk} кут між нормаллю до поверхонь кулачка і роликів та напрямом відповідного переміщення в шарнірі, яке позначимо відповідно як переміщення першого елемента шарніру з номером s відносно другого елемента з номером k.

Загальна похибка положення коромисла внаслідок зазорів у всіх шарнірах дорівнює:



$$\Delta\varphi_{\text{заз}} = \frac{1}{CF} \begin{pmatrix} -\cos\psi_{10}\Delta q_{10} - \\ -\cos\psi_{40}\Delta q_{40} - \\ \frac{\cos\psi_{24}\Delta q_{24}}{2} + \\ + \frac{\cos\psi_{34}\Delta q_{34}}{2} \end{pmatrix}. \quad (12)$$

Для визначення похибки положення коромисла внаслідок похибки базової відстані ОС, приймаємо, що шарнір С жорстко закріплений, а кулак переміщується на відстань похибки Δl_{OC} в шарнірах О і С. Точка контакту D також матиме переміщення Δl_{OC} , яке розкладається по нормалі і дотичної до поверхні кулачка. Величина похибки визначається:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{OC} &= \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2} + \chi\right)\Delta l_{OC}}{CF} = \\ &= \frac{-\sin\chi\Delta l_{OC}}{CF}. \end{aligned} \quad (13)$$

Аналогічно знаходимо похибку положення коромисла Δl_{23} внаслідок похибки довжини АВ. Проектуємо це переміщення на нормаль і дотичну до поверхні кулака в точці контакту, використовуючи для цього кут між СВ і нормаллю, і отримуємо:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{23} &= \frac{-\cos\left(\frac{\pi}{2} - \chi\right)\Delta l_{23}}{CF} = \\ &= \frac{-\sin\chi\Delta l_{23}}{CF}. \end{aligned} \quad (14)$$

Таким чином була отримана формула похибки положення веденої ланки кулачкового механізму з врахуванням окремих складових похибок, яка з врахуванням напрямку дії похибок визначається:

$$\Delta\varphi_{\text{км}} = \frac{2}{AB\cos\chi} \begin{pmatrix} (\Delta r_1 + \Delta r_2) + (\Delta r_1 - \Delta r_3) + \\ + (\cos\psi_{e1}\Delta_{e1} - \cos\psi_{e2}\Delta_{e2}) + \\ + (\cos\psi_{e1}\Delta_{e1} - \cos\psi_{e3}\Delta_{e3}) + \\ + \left(\frac{-\cos\psi_{10}\Delta q_{10} - \cos\psi_{40}\Delta q_{40}}{2} \right) + \\ + \left(\frac{\cos\psi_{24}\Delta q_{24} + \cos\psi_{34}\Delta q_{34}}{2} \right) + \\ + (-\sin\chi\Delta l_{OC}) + ((-\sin\chi)\Delta l_{23}) \end{pmatrix}. \quad (15)$$

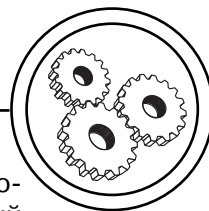
А похибка положення виробу відносно друкарських елементів:

$$\Delta\varphi = r_{zir} \cdot \tan\Delta\varphi_{\text{км}} + \Delta_{e3}. \quad (16)$$

Наведені залежності були використані при проведенні розрахунків похибки положення експериментального крокового ланцюгового транспортера ВШС-254 з приводом від кулачкового механізму з базою — 300 мм, відстанню між роликками — 306 мм, кутом повороту коромислового диску — 180 град. Отримана загальна похибка положення складала $\Delta\varphi = 0,053$ мм, що доказує правильність отриманих аналітичних залежностей і можливість визначення похибок положення веденої ланки з врахуванням похибок профілю кулачка і роликів, ексцентриситету кулачка і роликів, зазорів у шарнірах, розташування головного і веденого валів, а також технологічних похибок виготовлення коромислового диску тощо.

Висновки

Запропонована методика аналізу і дослідження крокового кулачкового механізму приводу дозволяє визначати похибки положення системи транспортування і, відповідно, встановлення виробу відносно друкарського елементу з врахуванням конструктивних характеристик систе-



ми. Проведений аналіз дозволив виявити вузли і елементи приводу, які потребують підвищеної уваги при проектуванні та під час виготовлення, а також звузити коло параметрів, вплив яких суттєво погіршує характеристики приводу, основними з яких є неточності відстані між роликками і профілем кулачка, а також неточності встановлення роликів на коромисловому диску.

З використанням запропонованої методики був проведений аналіз вузла приводу існуючої транспортувальної системи тамподрукарської машини ТДМ-300, були визначені її основні недоліки і запропонована нова схема транспортувальної крокової системи з заданою точністю позиціонування опорних пластин відносно друкарського елемента [4].

1. Бруевич Н. Г. Точность механизмов / Н. Г. Бруевич. — М. : Гостехиздат, 1946. — 352 с. 2. Калашников Н. А. Точность в машиностроении и ее законы / Н. А. Калашников. — М. : Машгиз, 1950. — 148 с. 3. Серета В. Т. Точність механізмів / В. Т. Серета. — Київ : Вища школа, 1973. — 135 с. 4. Пат. 32250 України, МПК F16H 25/00. Пристрій для отримання періодичного обертального руху веденої ланки / Петрук А. І., Гриценко Д. С., Моргун О. Я. (Україна). — Заявл. 26.12.2007; Опубл. 12.05.2008, Бюл. № 9.

Рецензент — А. І. Іванко,
к.т.н., доцент, НТУУ «КПІ»

Надійшла до редакції 09.09.11