УДК 621.835

О.Ю. Мазуренко

СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ АВТОМАТІВ

Для отримання однозначного обертового руху з паузами в поліграфічних автоматах використовуються вихідні плоскі або сферичні мальтійські механізми зовнішнього зачеплення. Але вони мають суттєві недоліки, які обмежують їх використання.

Автором статті запропоновано усунути ряд недоліків шляхом введення в привод мальтійського хреста додаткового кулачкового механізму, який змінює довжину водила.* Переваги такого комбінованого мальтійського механізму зі складним рухом цівки відзначалися в роботі [4].

Запропонований привод дозволяє отримати, практично, будь-який закон руху хреста. При зміні закону руху замінюють лише одну деталь — кулачок. Отже, задавшись законом руху, розраховують значення біжучих радіус-векторів на кулачку.

---

* Робота виконувалась під керівництвом професора Полюдова О.М.

Ще однією перевагою приводу є те, що за рахунок збільшення діаметра хреста та видовження паза можна раніше почати і пізніше закінчити його рух, що збільшує період кінематичного циклу Ткц, а введенням та виведенням цівки з паза керує кулачок. Можна також зменшити удар цівки по стінці паза на початку кожного кінематичного циклу, якщо деякий час рухати цівку вздовж паза при нерухомому хресті. При цьому відбувається подвійне утримання хреста водилом та фіксуючим сектором під час вистою, безпосередньо перед рухом та після нього.

На рисунку показано, які можливості має кулачковий привод, де А — база механізму; l_2, l_3, l_B (точки 6—2, 6—3, 6—3') — відстані між віссю обертання хреста та центром цівки при її вході в паз; r_{01}, r_{02}, r_{03} (точки 5—1, 5—2, 5—3) — початкові значення довжин водила ділянок 1, 2, 3; r_B (точки 5—3') — довжина водила вихідного механізму; r_4 (точки 5—4) — довжина водила в кінці третьої ділянки.

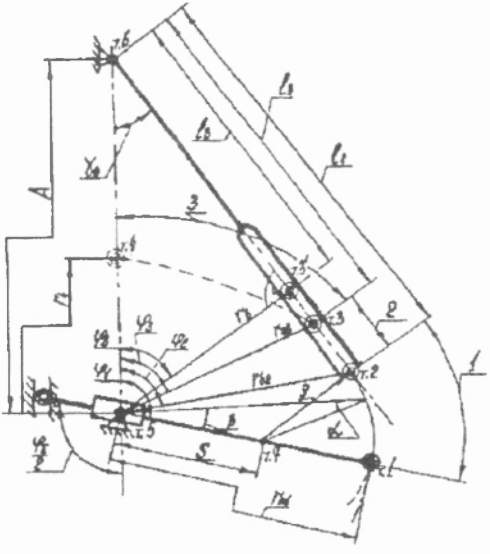

Схема механізму повороту стола.

Якщо γ_0, φ_B, φ_1, φ_2, φ_3 — початкові кути положення паза та водила, відповідно, то кут робочого ходу водила $\varphi_{рх}=2\varphi_0$, а кут повного повороту хреста за період $T_{кц}$ $\gamma_\Sigma=2\gamma_0$.

Проведемо розрахунки, враховуючи, що вихідним є плоский восьмипазовий мальтійський механізм машини ВИП-5 (А=330,9 мм).

Для схеми з постійною довжиною водила (див. рисунок) цівка входить у паз і починається рух хреста з точки 3', маємо: γ_0=22,5°; l_B=305,711 мм; r_B= 126,629 мм — const; φ_0=67,5°; $\varphi_{рх}=\varphi_\Sigma$=135°, де φ_Σ — кут робочої ділянки профілю кулачка.

Для схеми зі збільшеним $T_{кц}$ (вхід цівки в паз і початок руху хреста в точці 3) маємо: l_3=323,7336 мм; r_3=127,9 мм; : γ_0=22,5°; φ_3=75,6°; $\varphi_{рх}=\varphi_\Sigma$=151,2°.

Для схеми з прямолінійною ділянкою траєкторії цівки вздовж паза (вхід цівки в паз у точці 2) маємо: l_2=328,9527 мм; γ_0=22,5°; r_2=128,7449 мм; φ_2=77,9°; φ_Σ=155,8°; $\varphi_{рх}$=151,2°, тому що $\varphi_\Sigma\neq\varphi_{рх}$.

Частота обертання водила $n_{об}$ в машині ВИП-5 змінюється за допомогою трьох шківів (максимальна дорівнює 30 1/хв). Час одного оберту водила $T_{об}=60/n_{об}$=2 с. Період кінематичного циклу $T_{кц}=T_{об}(\varphi_{рх}/360)$. Для схеми з r_B=const при $n_{об}$=30 1/хв $T_{кц}$=0,75 с. При $n_{об}$=60 1/хв $T_{об}$=1 с, для вихідного механізму $T_{кц}$=0,375 с, а для останніх $T_{кц}=1\cdot(151,2/360)$=0,42 с.

З рисунка видно, що дотичним до прямої 3'—3—2 є лише одне коло з центром обертання водила в точці 5, з радіусом r_B= 126,6298 мм, а 3' — точка дотику. Виходить, на траєкторії цівки в усіх інших випадках буде перегин, що приведе до "стрибка" швидкостей хреста та штовхача, тобто дістанемо кінематично закладений удар цівки при вході в паз. Тому потрібно змінювати довжину водила ще до входу цівки в паз хреста, а траєкторія повинна плавно переходити з ділянки 2 (точки 2—3) у ділянку, де довжина водила не змінюється (остання показана штрих-пунктиром). Нехай такою траєкторією буде дуга кола радіуса ρ=80 мм.

Отже, на траєкторії руху цівки під час першої половини φ_Σ є три ділянки: перша — дуга з центром кривини в точці 7 радіуса ρ, у межах точок 1—2; друга — точки 2—3, де цівка переміщується вздовж паза при нерухомому хресті;

третя — точки 3—4, під час руху цівки по якій хрест рухається відповідно до обраного закону.

Виходячи з рисунка, отримаємо:

$$r_{02} = \left(A \sin 22{,}5^\circ\right) / \sin\left(180^\circ - \varphi_2 - 22{,}5^\circ\right);$$

$$s = \sqrt{\rho^2 + r_{02}^2 - 2 r_{02} \rho \cos\left(\varphi_2 + 22{,}5^\circ - 90^\circ\right)}; \quad r_{01} = s + \rho;$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \arcsin\left(\left(\rho \sin\left(\varphi_2 + 22{,}5^\circ - 90^\circ\right)\right) / s\right); \quad \beta = \varphi_1 - \varphi;$$

$$\alpha = \arcsin\left(\left(s \sin\beta\right) / \rho\right); \quad r_1 = \sqrt{s^2 + \rho^2 - 2 s \rho \cos\left(180^\circ - \beta - \alpha\right)};$$

$$r_2 = \left(A \sin 22{,}5^\circ\right) / \sin\left(22{,}5^\circ + \varphi\right); \quad r_{03} = \left(A \sin 22{,}5^\circ\right) / \sin\left(22{,}5^\circ + \varphi_3\right);$$

$$r_3 = \left(A \sin\gamma\right) / \sin(\gamma + \varphi),$$

де γ, φ — кути повороту хреста та водила; r_1, r_2, r_3 — біжучі значення довжин водила відповідних ділянок; s — відстань між точками 5—7.

Точка 4 належить одноразово водилу і хресту, тому лінійну швидкість її можна знайти двома шляхами:

$$V_4 = \omega_{2\max} l_{6-4}; \qquad V_4 = \omega_1 l_{5-4}.$$

У той же час відстані між точками 5—4 та 6—4 (l_{5-4} та l_{6-4}) в сумі є базою А. Виходячи з цього, маємо:

$$r_4 = \omega_{2\max} A / \left(\omega_{2\max} + 2\pi\right),$$

де $\omega_{2\max} = \pi B / \left(4 T_{кц}\right)$; $T_{кц}$=0,42 с; В — константа піка швидкостей для обраного закону руху хреста.

Методика перевірки роботоздатності кулачкового механізму викладена в роботах [1], [3].

Завдяки кулачку можна підібрати закон, в якого надлишкові крутні моменти, що виникають під час руху, повністю (а не частково, як це було раніше) зрівноважуються програмним розвантажувальним пристроєм. Розрахунки таких пристроїв наведені в роботі [2].

Переваги, що були вказані вище, крім довільного вибору закону руху, відмічаються вперше. Усі вони, разом взяті, дозволяють підвищити швидкодію та якість роботи машини, а також зменшити енерговитрати.

1. Полюдов А.Н. Механика полиграфических автоматов: Учеб. пособие. К., 1991. 2. Полюдов А.Н. Программные разгружатели цикловых механизмов. Львов, 1979. 3. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов. М., 1966. 4. Фишин М.Е. Расчет маханизмов транспортно-подающих систем полиграфических машин. М., 1979.

Стаття надійшла до редколегії 24.01.97