

## МЕХАНІКА ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО ПРИВОДА ТАЛЕРА ДВООБЕРТОВОЇ ПЛОСКОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ

При синтезі механізму привода талера сучасних двооберткових плоскодрукарських машин з урахуванням накопиченого досвіду їх створення в нашій країні і за рубежом, оптимізуючи кінематичні параметри друкарського апарата, прагнуть забезпечити виконання таких вимог:

а) мінімізацію прискорень реверсивних мас талера, щоб зменшити навантаження в приводі;

б) одержання найменших швидкостей подачі листа, друку та виводу відбитка для відповідного поліпшення точності приводки, якості друку і задовільної укладки відбитків у стопу;

в) збереження можливості використання кращих традиційних схем побудови друкарського апарата при забезпеченні максимальної зручності обслуговування машини.

Згідно з [4], цим вимогам відповідає закон руху з прискореним холостим ходом талера та ділянкою рівномірного руху в процесі друкування при значеннях коефіцієнта робочого ходу (відношення часу робочого ходу до періоду циклу) в межах  $K_{рх}=0,57—0,63$ . Ці закони у вигляді діаграм прискорень, що змінюються за спряженими гармоніками, мають однакові піки. Зі збільшенням значення  $K_{рх}$  прискорення зростають, а величина ділянки постійної швидкості друкування зменшується, і навпаки. Вибір значень  $K_{рх}$  залежить від граничних можливостей механізму, що синтезується.

Кінетична схема повинна забезпечити:

а) збереження постійної структури ланок ланцюга привода на протязі всього кінематичного циклу;

б) простоту конструкції механізму та можливість найповнішої уніфікації його при використанні в машинах будь-яких форматів.

Згідно з цим автором синтезовано диференціальний механізм привода талера, кінематична схема якого зображена на рис. 1, а, б. Тут талер (друкарський стіл) одержує реверсивний поступальний рух зубчастого колеса  $z_6$ , яке перебуває в постійному зачепленні з рейкою. Вал цього колеса  $O_5$  дістає реверсивний рух від зубчастого диференціала, що виконаний за схемою механізму Джемса. Диференціал складається з зубчастого колеса  $z_3$ , шестерні  $z_5$ , водила  $b$  з сателітами  $z_4$ , які вільно сидять на пальцях  $O_4$ . Ведучими ланками диференціала є  $z_3$  і  $b$ , веденою —  $z_5$ . Ланки  $z_3$ ,  $b$  відповідно приводяться шарнірним чотириланковиком і кулачковим механізмом від головного вала  $O_2$ , на якому жорстко закріплені кривошип  $O_2A$  чотириланковика  $O_2ADO_5$  і два кулачки зі взаємним кінематичним замиканням роликів водила на їх профілі.

Диференціал, будучи сумуючим пристроєм, здійснює на ведений ланці  $z_5$  безперервні складання зведених через нього рухів від  $z_3$  і  $b$ . При обертанні вала  $O_2$  із крайнього нульового положення коромисло шарнірного чотириланковика  $DO_5$  і водило кулачкового механізму роблять повні розмахи, а ведений вал  $O_5$  і талер здійснюють повний

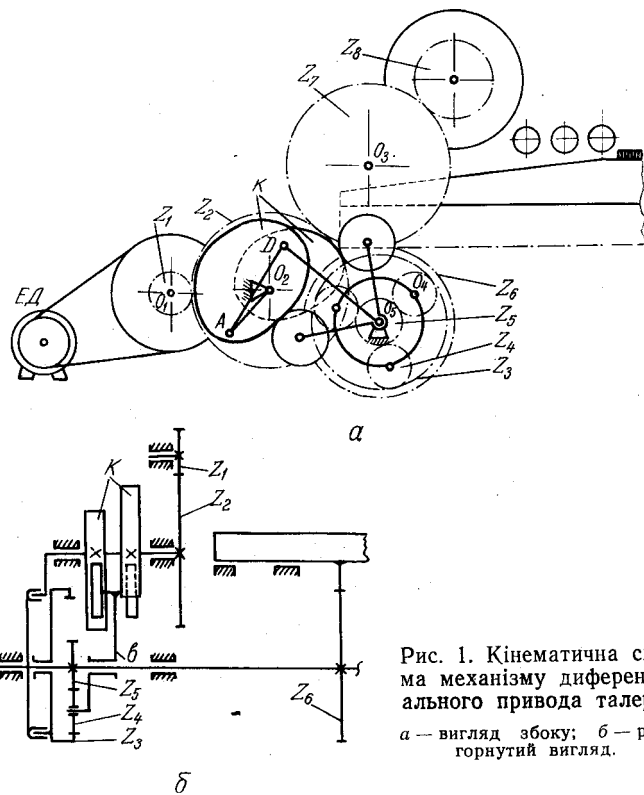


Рис. 1. Кінематична схема механізму диференціального привода талера:  
а — вигляд збоку; б — розгорнутий вигляд.

робочий хід за час  $T_{px}$  за законом руху (рис. 2). При дальшому обертанні  $O_2$  до повного оберту ведені ланки шарнірного чотириланковика і кулачкового механізму рухаються назад, і талер повертається у вихідне положення. Цей період  $T_{xx}$  відповідає холостому ходу. Отже, при повороті вала на  $360^\circ$  відбувається повний цикл роботи механізму.

На рис. 2 крива  $\omega_5'$  зображає зведену кутову швидкість шарнірного чотириланковика. Щоб одержати потрібний закон руху талера, водило кулачкового механізму через диференціал додає у вигляді заштрихованих ординат кутову швидкість  $\omega_5''$

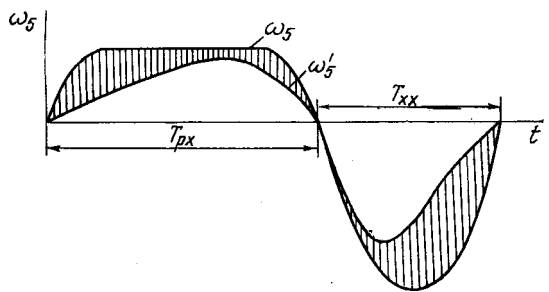
$$\omega_5 = \omega_5' + \omega_5''.$$


Рис. 2. Закон руху талера.

Зміна кута повороту  $\alpha$  веденої ланки диференціального механізму з двома ступенями рухомості залежить від зміни кутів повороту коромисла шарнірного чотириланковика  $\delta$  і водила кулачкового механізму  $\gamma$

$$\alpha = f(\delta, \gamma). \tag{1}$$

Кутова швидкість веденого вала  $O_5$

$$\omega_5 = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\partial f}{\partial \delta} \cdot \frac{d\delta}{dt} + \frac{\partial f}{\partial \gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} = \Delta\delta\omega_3 + \Delta\gamma\omega_b, \tag{2}$$

де  $\Delta\delta$  і  $\Delta\gamma$  — часткові похідні від функції  $\alpha = f(\delta, \gamma)$ . Припустимо, що ведуча ланка диференціала  $b$  нерухома, тоді  $\omega_b = 0$ ;  $\Delta\gamma\omega_b = 0$

$$\Delta\delta = \frac{\omega_5}{\omega_b^3} = i_{53}^b, \quad (3)$$

тобто  $\Delta\delta$  дорівнює передаточному відношенню, відведеного до одного із ведучих, якщо друга ланка зупинена. При  $\omega_3=0$  аналогічно маємо  $\Delta\delta\omega_3=0$

$$\Delta\gamma = \frac{\omega_5}{\omega_b^3} = i_{5b}^3. \quad (4)$$

Вираз (1) можна переписати у вигляді

$$\omega_5 = \omega_3 \cdot i_{53}^b + \omega_b \cdot i_{5b}^3 = \omega_5' + \omega_5''. \quad (5)$$

Виразимо передаточні відношення  $i_{53}^b$ ,  $i_{5b}^3$  через числа зубців диференціала. Для цього скористаємось методом зупинки водила. У механізмі Джемса рухомі ланки  $z_3$ ,  $z_4$ ,  $z_5$  і  $b$  мають відповідно кутові швидкості  $-\omega_3$ ,  $-\omega_4$ ,  $+\omega_5$  і  $\omega_b$ . Після надання всьому механізму обертання з кутовою швидкістю водила з протилежним знаком одержимо

$$-\omega_3 - \omega_b; \quad -\omega_4 - \omega_b; \quad \omega_5 - \omega_b; \quad \omega_b - \omega_b = 0. \quad (6)$$

Зведена до  $z_5$  кутова швидкість коромисла шарнірного чотириланковика за (5) визначається при зупиненому водилі

$$\omega_5' = \omega_3 i_{53}^b. \quad (7)$$

У цьому випадку диференціал являє собою звичайний зубчастий ряд, і  $i_{53}^b$  з врахуванням зміни напрямку обертання  $z_3$ ,  $z_4$ ,  $z_5$  набирає вигляду

$$i_{53}^b = \frac{\omega_5 - \omega_b}{-\omega_3 - \omega_b} = -\frac{z_3}{z_5}. \quad (8)$$

Складова кутової швидкості  $\omega_5''$  від коромисла кулачкового механізму знаходиться з (5) при зупиненому  $z_3$

$$\omega_5'' = \omega_b i_{5b}^3. \quad (9)$$

Прийнявши  $-\omega_3=0$ , із (8) знаходимо  $i_{5b}^3$

$$i_{53}^b = \frac{-\omega_5 - \omega_b}{-\omega_b} = \frac{\omega_5^3}{\omega_b^3} + 1 = 1 - i_{5b}^3, \quad (10)$$

$$i_{5b}^3 = 1 - i_{53}^b = 1 + \frac{z_3}{z_5}. \quad (11)$$

У період робочого ходу  $T_{px}$  результуюча швидкості  $O_5$  і її складові виражені через інваріанти швидкостей

$$\omega_5 = \omega_3 \frac{z_3}{z_5} + \omega_b \left(1 + \frac{z_3}{z_5}\right) = b_\delta \frac{\delta_\Sigma}{T_{px}} \frac{z_3}{z_5} + b_\gamma \frac{\gamma_\Sigma}{T_{px}} \left(1 + \frac{z_3}{z_5}\right). \quad (12)$$

Диференціюючи та інтегруючи (12) за часом, одержимо відповідно результуючі кутових прискорень  $\epsilon_5$  і переміщень  $\alpha_5$  ланки  $z_5$ , а також їх складові  $\epsilon_5 = \pm \epsilon_5' \pm \epsilon_5''$  і  $\alpha_5 = \alpha_5' + \alpha_5''$  (див. таблицю).

Кінематичні параметри сателітної шестерні  $z_4$  визначаються аналогічно методом зупинки водила, використовуючи (6) у вигляді

$$i_{43} = \frac{-\omega_4 - \omega_b}{-\omega_3 - \omega_b}. \quad (13)$$

Одержані залежності зведені в таблицю, де  $a_\delta$ ,  $a_\gamma$ ,  $a_\alpha$  — інваріанти переміщень;  $b_\delta$ ,  $b_\gamma$ ,  $b_\alpha$  — інваріанти швидкостей;  $c_\delta$ ,  $c_\gamma$ ,  $c_\alpha$  — інваріанти прискорень відповідно коромисла шарнірного чотириланковика, коромисла кулачкового механізму і шестерні  $z_5$ ;  $\delta_\Sigma$ ,  $\gamma_\Sigma$ ,  $\alpha_\Sigma$  — розмахи ведених ланок коромисла шарнірного чотириланковика, коромисла кулачкового механізму і зубчастого колеса  $z_5$ ;  $z_3$ ,  $z_4$ ,  $z_5$  — числа

Формули для визначення кінематичних та кінетостатичних параметрів ланок механізму

Ланка механізму	Кутове переміщення	Кутова швидкість	Кутове прискорення	Крутий момент
Ведуча ланка механізму	$\varphi_2 = \varphi_{px} \frac{t}{T_{px}}$	$\omega_2 = \frac{\pi n}{30}$	$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = 0$	$M_2 = \frac{b_a \alpha_\Sigma}{\varphi_{2px}} M_5$
Велике центральне колесо диференціала	$\delta = -a_\delta \delta_\Sigma$	$\omega_3 = -b_\delta \frac{\delta_\Sigma}{T_{px}}$	$\varepsilon_3 = \mp c_\delta \frac{\delta_\Sigma}{T_{px}^2}$	$M_3 = \frac{z_3}{z_5} M_5$
Водило диференціала	$\gamma = a_\gamma \gamma_\Sigma$	$\omega_b = b \frac{\gamma_\Sigma}{T_{px}}$	$\varepsilon_b = \mp c_\gamma \frac{\gamma_\Sigma}{T_{px}^2}$	$M_b = 2 \left(1 + \frac{z_4}{z_5}\right) M_5$
Сателіт	$\beta = \beta' + \beta''$	$\omega_4 = \omega'_4 + \omega''_4$	$\varepsilon_4 = \pm \varepsilon'_4 \mp \varepsilon''_4$	$M_4 = M'_4 = M''_4$
Перша складова сателіта	$\beta' = a_\delta \delta_\Sigma \frac{z_3}{z_4}$	$\omega'_4 = b_\delta \frac{\delta_\Sigma}{T_{px}} \frac{z_3}{z_4}$	$\varepsilon'_4 = \pm c_\delta \frac{\delta_\Sigma}{T_{px}^2} \frac{z_3}{z_4}$	$M'_4 = \frac{2 z_3 z_4}{z_5(z_5 + 2z_4)} M_5$
Друга складова сателіта	$\beta'' = a_\gamma \gamma_\Sigma \left(\frac{z_3}{z_4} - 1\right)$	$\omega''_4 = b_\gamma \frac{\gamma_\Sigma}{T_{px}} \left(\frac{z_3}{z_4} - 1\right)$	$\varepsilon''_4 = \mp c_\gamma \frac{\gamma_\Sigma}{T_{px}^2} \left(\frac{z_3}{z_4} - 1\right)$	$M''_4 = 2 \frac{z_4}{z_5} M_5$
Ведена ланка механізму	$\alpha_5 = a_\alpha \alpha_\Sigma$	$\omega_5 = b_\alpha \frac{\alpha_\Sigma}{T_{px}}$	$\varepsilon_5 = \pm c_\alpha \frac{\alpha_\Sigma}{T_{px}^2}$	$M_5 = -c_\alpha m_\Gamma \frac{\alpha_\Sigma R_\delta^2}{T_{px}^2}$
Те саме	$\alpha_5 = \alpha'_5 + \alpha''_5$	$\omega_5 = \omega'_5 + \omega''_5$	$\varepsilon_5 = \pm \varepsilon'_5 \pm \varepsilon''_5$	$M_5 = M'_5 + M''_5$
Перша складова веденої ланки	$\alpha'_5 = a_\delta \delta_\Sigma \frac{z_3}{z_5}$	$\omega'_5 = \omega_3 \frac{z_3}{z_5}$	$\varepsilon'_5 = \pm c_\delta \frac{\delta_\Sigma}{T_{px}^2} \frac{z_3}{z_5}$	$M'_5 = \frac{b_\delta}{b_\alpha} \frac{\delta_\Sigma}{\alpha_\Sigma} \frac{z_3}{z_5} M_5$
Друга складова веденої ланки	$\alpha''_5 = a_\gamma \gamma_\Sigma \left(\frac{z_3}{z_5} + 1\right)$	$\omega''_5 = \omega_b \left(\frac{z_3}{z_5} + 1\right)$	$\varepsilon''_5 = \pm c_\gamma \frac{\gamma_\Sigma}{T_{px}^2} \left(\frac{z_3}{z_5} + 1\right)$	$M''_5 = \frac{b_\gamma}{b_\alpha} \frac{\gamma_\Sigma}{\alpha_\Sigma} \left(\frac{z_3}{z_5} + 1\right) M_5$

зубців великого центрального колеса, сателіта і малого центрального колеса;  $R_6$  — радіус ділильного кола  $z_6$ .

З огляду на те, що  $z_5$  приводиться через диференціал з шарнірним чотириланковиком і кулачковим механізмом, потужність, що використовується талером, підводиться двома паралельними потоками. Один потік йде по ланцюгові  $O_2-z_3-z_4-z_5$ , другий — по  $K-z_4-z_5$ . Визначимо розподіл потоків потужностей по цих ланцюгах і величини крутних моментів на ланках механізму в період робочого ходу талера. Миттєве передаточне відношення механізму можна зобразити у вигляді

$$i_{52} = \frac{\omega_5}{\omega_2} = \frac{\omega_3}{\omega_2} \cdot \frac{z_3}{z_5} + \frac{\omega_b}{\omega_2} \left(1 + \frac{z_3}{z_5}\right) = \\ = \frac{b_\delta \cdot \delta_\Sigma}{\varphi_{2px}} \frac{z_3}{z_5} + \frac{b_\gamma \gamma_\Sigma}{\varphi_{2px}} \left(1 + \frac{z_3}{z_5}\right) = i_{52}^b + i_{52}^\gamma, \quad (14)$$

де  $i_{52}^b = \frac{b_\delta \cdot \delta_\Sigma}{\varphi_{2px}} \frac{z_3}{z_5}$  — передаточне відношення ланцюга;

$O_2-z_3-z_4-z_5$  і  $i_{52}^\gamma = \frac{b_\gamma \gamma_\Sigma}{\varphi_{2px}} \left(1 + \frac{z_3}{z_5}\right)$  — передаточне відношення ланцюга  $K-z_4-z_5$ .

Поділивши (14) на  $i_{52}$  і помноживши його на потужність, яка проходить через механізм  $N_T = M_5 \cdot \omega_5$ , одержимо

$$N_T = \frac{b_\delta \cdot \delta_\Sigma}{b_\alpha \cdot \alpha_\Sigma} N_T + \frac{b_\gamma \gamma_\Sigma}{b_\alpha \cdot \alpha_\Sigma} \left(1 + \frac{z_3}{z_5}\right) N_T, \quad (15)$$

де

$$\frac{b_\delta \cdot \delta_\Sigma}{b_\alpha \cdot \alpha_\Sigma} \frac{z_3}{z_5} N_T = N_3 - \quad (16)$$

потужність, яка проходить по ланцюгові  $O_2-z_3-z_4-z_5$ ;

$$\frac{b_\gamma \gamma_\Sigma}{b_\alpha \cdot \alpha_\Sigma} \left(1 + \frac{z_3}{z_5}\right) N_T = N_b - \quad (17)$$

потужність, що проходить по ланцюгові  $K-z_4-z_5$ .

Момент від сил інерції реверсивних мас талера визначається за формулою

$$M_5 = c_\alpha m_T \frac{\alpha_\Sigma}{T_{px}^2} R_6^2, \quad (18)$$

де  $m_T$  — зведена маса талера.

Момент від сил інерції талера, який діє на будь-якій ланці механізму, визначається з умови збереження потужності. Наприклад, момент, що передається кривошипом шарнірного чотириланковика, визначається відповідними підстановками з таблиці

$$M_{O_2A} \omega_2 = M_5' \cdot \omega_5 = \frac{b_\delta \cdot \delta_\Sigma}{b_\alpha \cdot \alpha_\Sigma} \frac{z_3}{z_5} M_5 \cdot \omega_5, \quad M_{O_2A} = \frac{b_\delta \cdot \delta_\Sigma}{\varphi_{2px}} \frac{z_3}{z_5} M_5.$$

Вирази для визначення моментів, що передаються різними ланками механізму, знаходяться звичайними методами. Як бачимо, коефіцієнт робочого ходу талера задається шарнірним чотириланковиком. Синтез його по двох крайніх положеннях, який визначає максимально можливе значення розмаху  $\delta_\Sigma$  коромисла і  $K_{px}$  при мінімально допустимих кутах передачі  $\mu_{\min}$  в парі шатун—коромисло, наводиться в [1]. Приймаючи, що  $\mu_{\min} = 30^\circ$  і  $\delta_\Sigma = 60^\circ$ , одержимо чотириланковий механізм з відносними геометричними розмірами згідно з позначеннями на рис. 1, а

$$1 = \frac{O_2 A}{O_2 A}; \quad \lambda = \frac{AD}{O_2 A} = 1,91579; \quad \alpha = \frac{O_2 O_5}{O_2 A} = 2,10526; \quad \beta = \frac{DO_5}{O_2 A} = 2,25263$$

з коефіцієнтом робочого ходу  $K_{px} = 0,60245$ . Константи піків швидкостей у періоди робочого і холостого ходів коромисла  $B_{\delta_{px}} = 1,6168$  і  $B_{\delta_{xx}} = 2,1634$  і піків прискорень відповідно при розбігах —  $C_{\delta_{px1}} = 4,1490$  і  $C_{\delta_{xx1}} = -10,263$  і при вибігах —  $C_{\delta_{px3}} = -10,247$  і  $C_{\delta_{xx3}} = 4,8687$ .

Кулачковий механізм, синтезований за методикою К. В. Тіра, має такі параметри:  $\frac{r_0}{S} = 0,95$  — відношення мінімального радіуса-вектора до ходу кулачка;  $\varphi_{\text{від}} = 216^\circ 53' 10''$  — фазовий кут віддалення;  $\varphi_{\text{наб}} = 143^\circ 06' 50''$  — фазовий кут наближення;  $\gamma_2 = 40^\circ$  — розмах водила;  $[\alpha] = 58^\circ 30'$  — допустимий кут тиску;  $\alpha_{\text{max}} = 28^\circ$  — максимальний кут тиску;  $\frac{r_{\text{min}}}{S} = 0,95$  — відношення мінімального радіуса кривини профілю кулачка до його ходу.

Константи піків швидкостей в період робочого та холостого ходів водила  $B_{\gamma_{px}} = 1,85$  і  $B_{\gamma_{xx}} = -2,03$ , піків прискорень при розбігах —  $C_{\gamma_{px1}} = 18,127$  і  $C_{\gamma_{xx1}} = -5,4619$  і при вибігах —  $C_{\gamma_{px3}} = -12,096$  і  $C_{\gamma_{xx3}} = 8,46$ . Вибір диференціала проводиться з врахуванням рекомендацій у [2].

Зі всіх можливих типів найпростіших зубчастих диференціалів механізм Джемса має найкращий діапазон передаточних відношень, стосовно формул (2), (3) і (4), найпростіший щодо конструктивного оформлення, має найменші габарити, виходячи з умов рівномірності малих центральних коліс. Тут  $i_{53}^b = -3$ ,  $i_{5b}^3 = 4$ ,  $a_p = 3$  — число сателітів.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов. М., Физматгиз, 1959.
2. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. М., Машгиз, 1960.
3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.
4. Тюрин А. А. Печатные машины. М., «Книга», 1966.

Уч. М. DANYLETSKY

#### MECHANICS OF THE DIFFERENTIAL BED GEAR OF THE FLAT-BED PRESS

#### Summary

The article describes the principle of operation of the differential mechanism bed gear of the two-revolution flat-bed press; the main dependences for the definition of kinematic and kinetostatic parameters of mechanism links and the results of its synthesis are given.