

УДК 681.62.067

В.П.Дідич, С.О.Нагорнюк

**ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ  
ПРИВОДУ НОЖА ФАЛЬЦЮВАЛЬНИХ  
АПАРАТІВ ДРУГОГО ПОЗДОВЖНЬОГО  
ЗГИНУ РУЛОННИХ ДРУКАРСЬКИХ МАШИН**

Проектування фальцювальних апаратів (ФА) рулонних друкарських машин у СКБ поліграфічного машинобудування (м. Рибінськ) — єдиному, що спеціалізувалося в цьому напрямку в колишньому

СРСР — проводилося методом аналогії. Не були винятком і ФА другого поздовжнього згину. Тому це дослідження полягало в пошуку можливостей розробки науково обгрунтованих рекомендацій на проектування таких ФА. Зокрема, потрібно було:

вибрати найбільш досконалі для заданого діапазону формати геометричної схеми будови ФА і ув'язку його з циліндровою групою ФА; розрахувати геометрію і кінематику пристроїв для транспортування зошитів від циліндрової групи до стола ФА другого поздовжнього згину з урахуванням особливостей механізму фальцювання та фізико-механічних властивостей оброблюваної продукції;

розробити методику синтезу механізмів приводу фальцювального ножа (ФН) з урахуванням особливостей транспортування зошитів на стіл ФА другого поздовжнього згину, їх фізико-механічних характеристик і умов обтискування другого поздовжнього фальця;

розробити методику проектування механізмів фальцювальних валиків з урахуванням сусідства механізму ФН і приймально-вивідного пристрою цього ФА.

У статті наведено методику, результати аналізу кінематики відомих схем механізмів ножів, які використовуються у ФА другого поздовжнього згину, та їх обговорення. Для об'єктивного порівняння механізмів швидкість їх роботи прийнята сталою і рівною 25 тис. об/год формного циліндра, діаметр фальцювальних валиків  $d_{фв} = 80$  мм (до того ж за один оберт приводного вала ФН фальцювальні валики роблять два оберти).

Механізми ножів (рис. 1) використані в таких машинах: а — ПРК-3, ПРК-2, ПОК-84, ПОК-75 та інших; б — R<sub>o</sub>-96; в — ПОГ-60. У першій схемі пружок леза ножа завдяки певним співвідношенням довжин водила R<sub>в</sub> і ножа R<sub>н</sub>, а також числа зубців коліс 1 і 3 переміщається уздовж вертикалі, яка проходить через центр обертання водила. У другій — пружок ножа має вертикальні переміщення, а в третій — коливний рух. Неважко припустити, що найбільшу точність фальцювання може забезпечити механізм, зображений на рис. 1, б.

Переміщення пружка ножа, його швидкість і прискорення для механізму планетарної будови визначали за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} S_H &= 2 r_B \cdot \sin \varphi ; \\ V_H &= 2 r_B \cdot \cos \varphi \cdot \omega_1 ; \\ W_H &= - 2 r_B \cdot \sin \varphi \cdot \omega_1^2 . \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

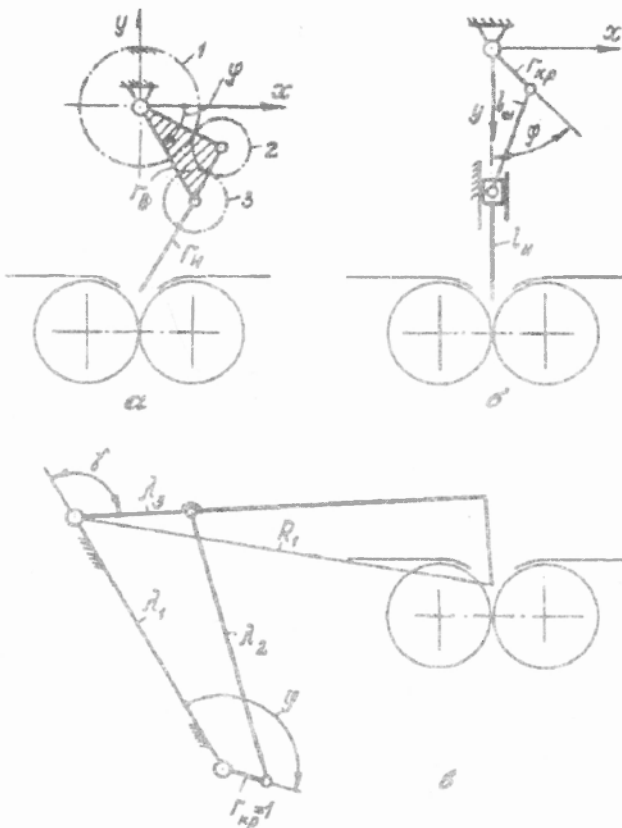


Рис. 1. Кінематичні схеми механізмів приводу фальцовальних ножів:  
 а — планетарного; б — кривошипно-повзунного; в — кривошипно-коромислявого.

Для механізму, що на рис. 1, б, необхідні аналітичні залежності запозичено в [1]:

$$\begin{aligned}
 y_H &= l_w + r_{kp} + l_H \cdot y; \\
 y &= S_1 \cdot r_{kp} = 1 + \lambda_1 \cdot \cos \varphi - \lambda_1 \cos \left( \arcsin \frac{\sin \varphi}{\lambda_1} \right); \\
 V_H &= \omega_1 \cdot r_{kp} (\sin \varphi + \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \left( \arcsin \frac{\sin \varphi}{\lambda_1} \right)); \\
 W_H &= \omega_1^2 \cdot r_{kp} \left( \cos \varphi + \frac{\cos^2 \varphi}{\lambda_1 \cdot \cos^3 \left( \arcsin \frac{\sin \varphi}{\lambda_1} \right)} - \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \left( \arcsin \frac{\sin \varphi}{\lambda_1} \right) \right),
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

$$\text{де } \lambda_1 = \frac{l_w}{r_{kp}}.$$

Для механізму, зображеного на рис. 1, в, потрібні залежності також запозичено в [1]:

$$\left. \begin{aligned}
 \gamma_1 &= \delta + \mu; \quad \delta = \gamma_1 + \gamma_2 - \pi; \quad \gamma_1 = \arccos \left( \frac{\cos \varphi - \lambda_1}{\Delta} \right); \\
 \gamma_1 &= \arccos \frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \Delta^2}{2 \lambda_2 \cdot \Delta}; \quad \Delta = \sqrt{\lambda_1^2 + 1 - 2 \lambda_1 \cdot \cos \varphi}; \\
 \mu &= \arccos \frac{\lambda_2^2 + \lambda_3^2 - \Delta^2}{2 \lambda_2 \cdot \lambda_3}; \quad \omega_3 = \frac{\sin(\delta - \varphi)}{\lambda_3 \cdot \sin(\delta - \gamma)} \cdot \omega_1; \\
 \omega_{2i} &= \frac{\sin(\delta - \varphi)}{\lambda_2 \cdot \sin(\delta - \gamma)}; \\
 \varepsilon_3 &= \frac{\lambda_3 \cdot \cos(\delta - \gamma) \cdot \omega_{3i}^2 - \cos(\delta - \varphi) - \lambda_3 \cdot \omega_{2i}^2}{\lambda_3 \cdot \sin(\delta - \gamma)} \cdot \omega_1^2; \\
 V_H &= \omega_3 \cdot R; \quad W_H = \varepsilon_3 \cdot R.
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Вирахувані за цими формулами змінні значення переміщень, швидкостей і прискорень пружка ножа залежно від кута повороту кривошипа (води́ла)  $\varphi$  показані на рис. 2. Тут буквені позначення графіків такі ж, як на рис. 1. Для зручності розрахунків початок відліку кутів повороту кривошипного вала в усіх випадках різний.

Спільним для цих графіків є те, що пружок ножа, рухаючись униз, на рівні поверхні стола зустрічає нерухомий зошит, миттєво надає йому свої швидкості, а потім, поступово сповільнюючись, проштовхує зошит поміж фальцювальні валики. В кінці руху швидкість ножа дорівнює нулеві, а прискорення досягає максимуму. Ця ділянка на графіках позначена  $\varphi_{px}$ .

Фальцювальні валики, схоплюючи зошит, миттєво надають йому свої швидкості  $V_{\varphi_0}$ , стягають зі стола і подають на цій же швидкості в приймально-вивідний пристрій.

Оскільки при порівнянні кінематичних характеристик механізмів, що розглядаються у вигляді показаних на рис. 2 графіків, виникають певні труднощі, то нами побудована діаграма зміни швидкостей і прискорень, в якій за початок відліку прийнято момент перебування пружка ножа в нижньому положенні. Зліва від цієї точки на осі абсцис зображено фазові кути робочого ходу, тобто кути, на яких відбувається ведення паперу ножом, а справа — кут ведення зошита фальцювальними валиками до моменту занурення його передкової частини в проріз стола. Уздовж осі ординат відкладено швидкості і прискорення. Суцільними лініями позначено швидкості, а пунктирною — прискорення зошита. Індекси швидкостей і прискорень відповідають позначенням схем рис. 1.

Приступаючи до аналізу діаграми (рис. 3), зауважимо, що інтервал подачі зошитів від клапанного циліндра у ФА другого поздовжнього згину завжди постійний, складає половину довжини

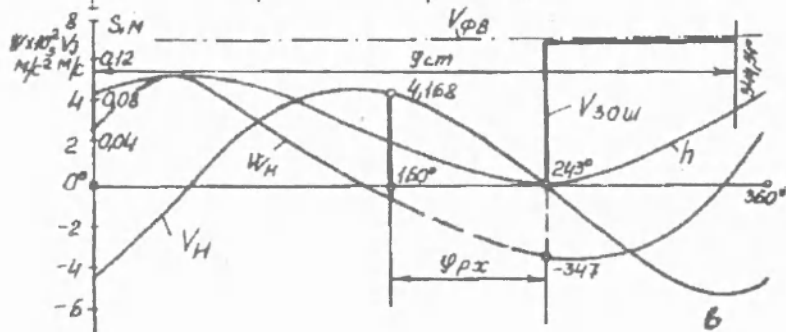
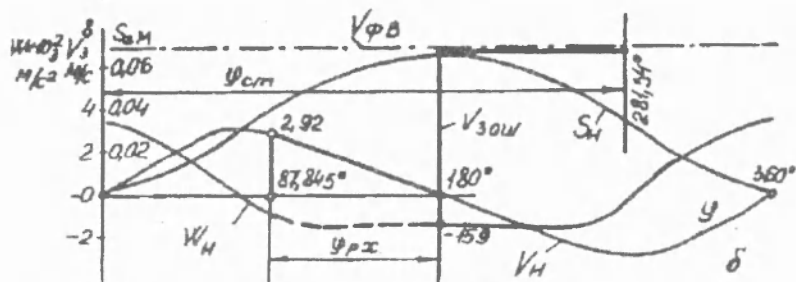
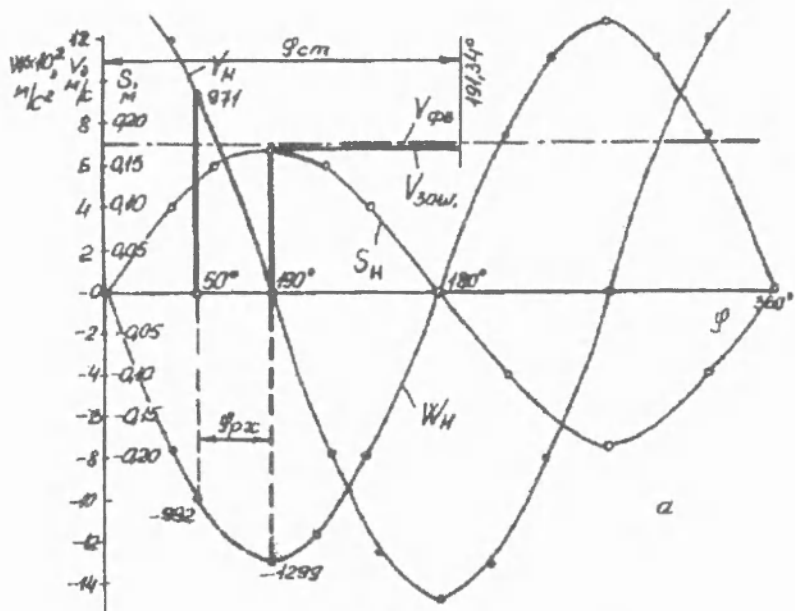


Рис. 2. Результати кінематичного аналізу механізмів ножів:  
 а — планетарного; б — кривошипно-повзунного; в — кривошипно-коромислового.

відрубубаного від паперового полотна аркуша і є однією з важливих технологічних характеристик машини.

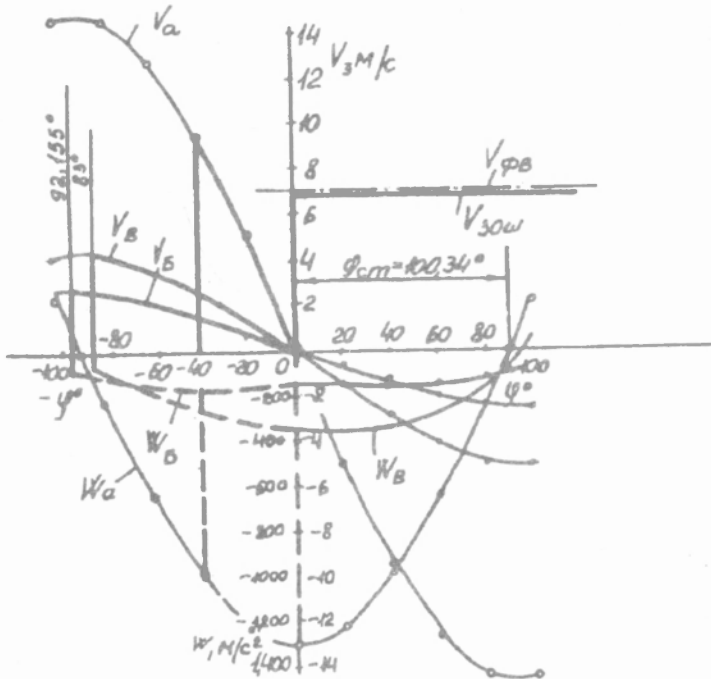


Рис. 3. Порівняльна діаграма швидкостей і прискорень.

З діаграм  $V = f(\varphi)$  і  $W = f(\varphi)$  випливає, що:

найменшу тривалість робочого ходу, найбільші швидкість і прискорення пружка ножа під час торкання нерухомого зошита, а також найбільші прискорення в момент закінчення транспортування зошита ножом виникають у механізмі з планетарним приводом ножа. Навіть при роботі машини на середній швидкості  $n = 25000$  об./год величина прискорення пружка ножа і, відповідно, зошита досягає  $1000 \text{ м/с}^2$  і, враховуючи думку спеціалістів [2, 3], є критичною з точки зору міцності паперу;

значно менші (в 3—6 разів) прискорення виникають у кривошипно-повзунному і кривошипно-коромисловому механізмах;

для всіх механізмів у точці початку відліку координат характерний стрибок швидкості зошита (однаковий для всіх механізмів) за короткий проміжок часу;

кривошипно-повзунний і кривошипно-коромисловий механізми потребують прискорених, порівняно з швидкістю друкування, подачі зошитів від циліндрової групи ФА до стола апарата другого поздовжнього згину, а також стягання з нього зошитів фальцювальними

валиками, оскільки тривалість перебування зошита на столі перевищує тривалість половини циклу.

Для орієнтовної оцінки впливу стрибка швидкості зошита під час схоплення його фальцювальними валиками наведемо такий розрахунок. Нехай тривалість розгону зошита в цьому діапазоні швидкостей становить  $\varphi_{\phi} = 5^{\circ}$  повороту приводного вала ФН. При швидкості роботи машини  $n = 25000$  об./год цей вал здійснює  $n_1 = 50000$  об./год, а тривалість одного циклу  $T_{\psi} = 0,072$  с. Час розгону зошита

$t_{\phi} = \frac{\varphi_{\phi} \cdot T_{\psi}}{2\pi} = 0,001$  с. З діаграми (рис. 3) можна знайти, що на куті

$\varphi_{\phi} = -5^{\circ}$  швидкість  $V_{\phi} \approx 0,2$  м/с. Якщо вважати цей рух рівноприскореним, то прискорення

$$W_{\phi} = \frac{V_{\phi n} - V_{\phi}}{t_{\phi}} \approx 6800 \text{ м/с}^2.$$

Таким чином, результати аналізу кінематики використовуваних механізмів приводу ФН свідчать про те, що вони є недосконалими через великі прискорення під час схоплення зошита фальцювальними валиками.

1. Полюдов А.Н., Кузнецов В.А. Расчет цикловых механизмов полиграфических машин. Львов, 1986.
2. Тюрин А.А. Печатные машины-автоматы. М., 1980.
3. Wolf R. Möglichkeiten und Grenzen im Falzapparatebau für den Tiefdruck //Druckspiegel. 1973, №3. S. 124—129.

Стаття надійшла до редколегії 24.01.96