

**ДИНАМІЧНІ ЯВИЩА В УДОСКОНАЛЕНОМУ  
МЕХАНІЗМІ ПОДАВАЧА МАЛОФОРМАТНОЇ ОФСЕТНОЇ  
ДУКАРСЬКОЇ МАШИНИ**

*Розглянуто динаміку кривошипно-коромислового чотириланкового механізму приводу подавача з керованим рухом вихідної ланки. На основі цього дослідження можна обґрунтувати призначення допусків на розміри спряжених деталей.*

*Ключові слова: механізм подавача, офсетна машина, динамічна модель, ролик, удар.*

*The dynamics of crank–rocking shaft of four-part feeder mechanism with the guided motion of the initial link has been considered. On the basis of this research we can justify the tolerances for the sizes of conjugating details.*

*Keywords: feeder mechanism, offset press, dynamic model, roller, impact.*

## 1. ВСТУП

В аркушевих малоформатних офсетних друкарських машинах серії «PrintmasterGTO - 52» [1] для передачі аркуша від накладного стола до верхнього хитного форгрейфера використовується подавач із приводом від кривошипно-коромислового чотириланкового механізму. На вихідному коромислі встановлено головку з захоплювачами, яка забезпечує подачу аркушів від пристроїв переднього та бокового рівняння, на накладному столі до захоплювачів форгрейфера. Зважаючи на проведений аналіз, виявлено, що неможливо збільшити продуктивність машини внаслідок неточності позиціонування головки біля накладного стола та в момент передачі аркуша в захоплювачі форгрейфера. Тому було запропоновано модернізований механізм (рис. 1) [7] з корекцією руху головки за рахунок зміщення шатуна відносно коромисла каменем, який переміщається по його пазу за певним законом завдяки закріпленому на ньому ролику, що перекочується по криволінійному пазу, забезпечуючи вистоювання головки біля накладного стола та ділянку її рівномірної швидкості в момент передачі аркуша в захоплювачі форгрейфера

## 2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Внаслідок зміни структурної схеми механізму в моменти вибирання зазорів у механізмі можуть виникати співударання в

---

<sup>13</sup>Українська академія друкарства

з'єднаннях, а особливо ролика зі стінками пазу, що призводитиме до збурення власних коливань куліси з голівкою. Якщо зважити на той факт, що в момент початку робочого ходу в шарнірах і вищій парі коректувального механізму відбувається вибирання зазорів, то стає необхідним провести дослідження умов виникнення співударянь у з'єднаннях ланок і відповідним чином виявити збільшення діючих сил. Зважаючи на те, що при зміні частот обертання кривошипного валу під час виходу на необхідний режим роботи, то потрібно провести дослідження умов виникнення співударянь від швидкісного режиму роботи. На основі цього можна обґрунтувати призначення допусків на розміри спряжених деталей.

### 3. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Запропонований механізм можна розглядати як систему з багатьма статичними моментами інерції рухомих мас. Для аналізу поведінки вихідної ланки замінюємо його динамічною моделлю (рис. 1), враховуючи, що статичний момент інерції вихідного коромисла змінюється за рахунок переміщення каменя куліси, а відповідно кривошипний привод, шатун і коромисло мають жорсткості  $c_1$ ,  $c_2$  і  $c_3$ . У період вибирання зазору на кривошип діє момент від сил пружності рівний  $(\omega_0 \cdot t_i - \varphi_1) \cdot c_1$  та момент від сил пружності, які передають рух коромислу, який рівний:  $(\varphi_1 \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i - \gamma_i (l_{03} + a_k \cdot S)) \cdot c_2 \cdot r_{кр} \cdot \cos \mu_i$ .

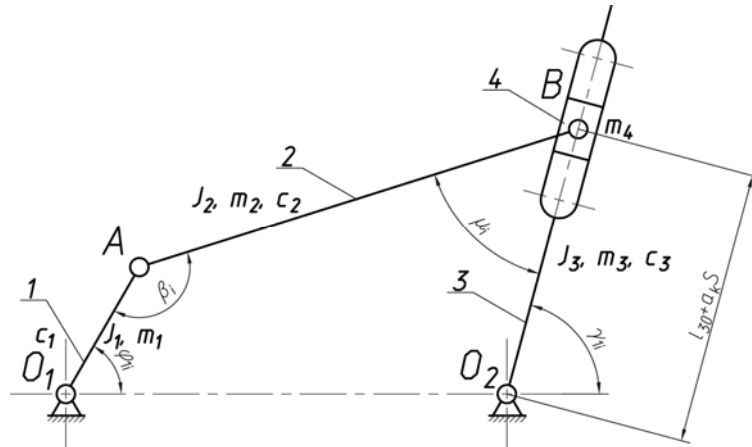


Рис. 1. Спрощена схема механізму приводу подавача з корекцією руху голівки

Моментами від сил тертя в шарнірах і опорах нехтуємо. До валу кривошипу в момент вибирання зазору прикладені сила пружності  $(\varphi_1 \cdot t \cdot \cos \beta_i - \gamma_i) \cdot c_2$  та сила тертя рівна  $(r_{кр} \cdot \varphi_1 \cdot \cos \beta_i - \gamma_i) \cdot c_2 \cdot \chi$ .

Коефіцієнт  $\chi$ , який залежить від тертя в опорах і шарнірах та сил пружності, знаходимо на основі відомих рівнянь статички [4].

Зважаючи на приведену в статті [2] методику запишемо систему рівнянь руху розглянутої двомасової системи, але в даному випадку наявний не поступальний, а коливний рух веденої ланки, тому:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = (\omega_0 \cdot t_i - \varphi_1) \cdot c_1 - \left( \begin{matrix} r_{кр} \cdot \varphi_1 \cdot \cos \beta_i - \\ - \gamma_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S) \cdot \omega_3 \cdot \omega_1 \end{matrix} \right) \cdot c_2 \cdot r_{кр} \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i) \\ I_2 \cdot \ddot{\gamma}_i = (r_{кр} \cdot \varphi_1 \cdot t_i \cdot \cos \beta_i - \gamma_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S) \cdot \omega_3 \cdot \omega_1) \cdot c_2 \cdot (1 - \chi) \end{cases} \quad (1)$$

де  $I_1$  - статичний момент інерції мас, приведений до кривошипного валу;

$I_2$  - статичний момент інерції мас, приведений до коромисла;

$\beta$  - кут між кривошипом і шатуном;  $\varphi_1$ , - кут повороту кривошипа;

$r_{кр}$  - радіус кривошипа;

$\mu_i$  - кут передачі між шатуном і коромислом;

$\vartheta$  - значення кута тиску;

$l_{03}$  - початкове положення каменя куліси;

$l_{03} + a_k \cdot [S]$  - поточне однозначне переміщення каменя куліси від початкового положення;

$\chi$  - коефіцієнт, який залежить від сил тертя на напрямних куліси та сили пружності[3].

Здійснивши ряд перетворень [2], отримуємо:

$$\ddot{\varphi}_1 + (k_1^2 + k_3^2) \cdot \varphi_1 + \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot (1 - \chi)}{I_1 \cdot I_2} \cdot \varphi_1 = \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot (1 - \chi)}{I_1 \cdot I_2} \cdot \omega_1 \cdot t, \quad (2)$$

де  $k_1^2 = [c_1 + c_2 \cdot r_{кр}^2 \cdot \cos \beta_i \cdot \cos(\mu_i + \vartheta_i)] / I_1$ ;  $k_3^2 = c_2 \cdot (1 - \chi) / I_2$ .

Період власних коливань системи визначили, обчисливши частоти цих коливань на основі характеристичного рівняння, яке з урахуванням виразу (2), отримає наступний вигляд:

$$p^4 + (k_1^2 + k_3^2) \cdot p^2 + \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot (1 - \chi)}{I_1 \cdot I_2} = 0. \quad (3)$$

Оскільки вираз  $c_1 \cdot c_2 \cdot (1 - \chi) / I_1 \cdot I_2$  є реальною додатною величиною, то отримуємо:

$$\left| -\frac{k_1^2 + k_3^2}{2} \right| > \sqrt{\left(\frac{k_1^2 + k_3^2}{2}\right)^2 - \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot (1 - \chi)}{I_1 \cdot I_2}}, \quad (4)$$

а корені частотного рівняння:  $p_{1,2} = \pm i \cdot \lambda_1$   $p_{3,4} = \pm i \cdot \lambda_3$ ,

$$\text{де } \lambda_1 = \sqrt{\frac{k_1^2 + k_3^2}{2} + \sqrt{\left(\frac{k_1^2 + k_3^2}{2}\right)^2 - \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot (1 - \chi)}{I_1 \cdot I_2}}};$$

$$\lambda_3 = \sqrt{\frac{k_1^2 + k_3^2}{2} - \sqrt{\left(\frac{k_1^2 + k_3^2}{2}\right)^2 - \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot (1 - \chi)}{I_1 \cdot I_2}}}$$

Час вибирання зазору при умовах, які не враховують зовнішніх сил, можна визначити із системи рівнянь [3]:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi} = -(\varphi_1 \cdot \cos \beta_i - \gamma_i) \cdot c_2 \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i) \\ I_2 \cdot \ddot{\gamma}_i = (\varphi_1 \cdot \cos \beta_i - \gamma_i) \cdot c_2 \cdot (1 - \chi) \end{cases} \quad (5)$$

Після ряду перетворень отримаємо:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{I_2 \cdot \cos \beta_i \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i) + (1 - \chi) \cdot I_1}{I_1 \cdot I_2} \cdot c_2 \cdot \varphi_1 = 0. \quad (6)$$

Окрім коренів характеристичного рівняння  $p_{1,2} = 0$ , визначаємо:

$$p_{3,4} = \pm i \sqrt{\frac{I_2 \cdot \cos \beta_i \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i) + (1 - \chi) \cdot I_1}{I_1 \cdot I_2}} \cdot c_2 = \pm i \cdot \lambda_m. \quad (7)$$

Прийнявши співвідношення періоду власних коливань системи до тривалості вибирання зазору рівним  $\alpha_y = 2\lambda_1/\lambda_3$  і ввівши коефіцієнти жорсткостей  $\alpha_c = c_1/c_2$ , співвідношення мас  $\alpha_m = I_1/I_2$  та відношення періоду власних коливань до тривалості вибирання зазору  $\alpha_y = 2\lambda_1/\lambda_3$ , отримаємо вирази для визначення впливу кожного параметра на систему:

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{c_2}{I_2}} \cdot \sqrt{A_1 + \sqrt{(A_1)^2 - B_1}}; \quad (8)$$

$$\lambda_3 = \sqrt{\frac{c_2}{I_2}} \cdot \sqrt{A_1 - \sqrt{(A_1)^2 - B_1}}, \quad (9)$$

$$\text{де } A_1 = \frac{\alpha_c + \alpha_m(1 - \chi) + \cos \beta_i \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i)}{2\alpha_m}; \quad B_1 = \frac{\alpha_c(1 - \chi)}{\alpha_m};$$

$$\lambda_m = \sqrt{c_2/I_2} \cdot \sqrt{[\alpha_m(1 - \chi) + t_i \cos \beta_i \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i)]^2 / \alpha_m}.$$

Із отриманих виразів (8) і (9) можна зробити висновок, що відношення періоду власних коливань  $\alpha_y$  залежить від співвідношення мас  $\alpha_m$ , жорсткостей  $\alpha_c$ , кутів  $\beta$  та  $\vartheta$ , а також коефіцієнту тертя в опорах валів кривошипа та коромисла  $\chi$ . Визначивши період власних коливань системи для ряду вказаних величин при  $0,5 < \alpha_m < 5$ , кутах сумарного розмаху коромисла  $5^\circ < \gamma_\Sigma < 45^\circ$  і середньому значенні  $\chi = 0,2$ , робимо висновок, що поява класичного удару при вибиранні зазору між пальцем каменя та цапфою шатуна можлива в випадку, коли  $\alpha_c < 0,3 \dots 0,4$ , що характерне для механізму тільки при значній жорсткості  $c_2$  шатуна.

Розглянемо випадок виникнення класичного удару в вищій парі корегувального пристрою при вибиранні зазору [2] в кінці зворотного та на початку робочого ходу механізму, зважаючи на те, що ролик може котитися по стінці пазу завдяки певному зазору. Переміщення ролика в пазу може викликати ряд послідовних співударянь, які можна математично описати [2], але для дослідження наступних співударянь необхідно визначити швидкості після вибирання зазору. Співударяння ролика зі стінкою пазу відбувається по нормалі до профілю та тому є косим, адже його рух обмежений не тільки профілем пазу, але й траєкторією каменя відносно коромисла.

Незалежно від того, що згідно з графіком руху коромисла його кутова (кінематична) швидкість рівна нулю (рис. 2.), в момент вибирання зазору воно внаслідок дії сили інерції має певну потенціальну енергію, а при зупинці шатуна в крайньому положенні вона переходить у кінетичну та викликає його переміщення до контакту поверхні осі каменя (а також ролика) з поверхнею отвору шатуна з певною швидкістю. Отже, вона буде швидкістю удару ролика по поверхні пазу. Формули для визначення швидкостей до та після косоного удару при вибиранні зазору мають такий же вигляд як і при центральному ударі [4] тільки з урахуванням кутів нормалей до профілю пазу.

Скориставшись коефіцієнтом мас  $\alpha_m$ , вираз для визначення лінійної швидкості пальця (центра ролика) в момент співударяння можна записати в такому вигляді [ ]:

$$V_{3y} = \frac{\alpha_m \cdot (1 + e_y) \cdot \omega_1 \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i + (1 - \alpha_m \cdot e_y) \cdot V_3}{(\alpha_m + 1)}, \quad (10)$$

де  $e_y$  - коефіцієнт відновлення швидкостей під час вибирання зазору;  
 $V_3$  - швидкість переміщення каменя по кулісі.

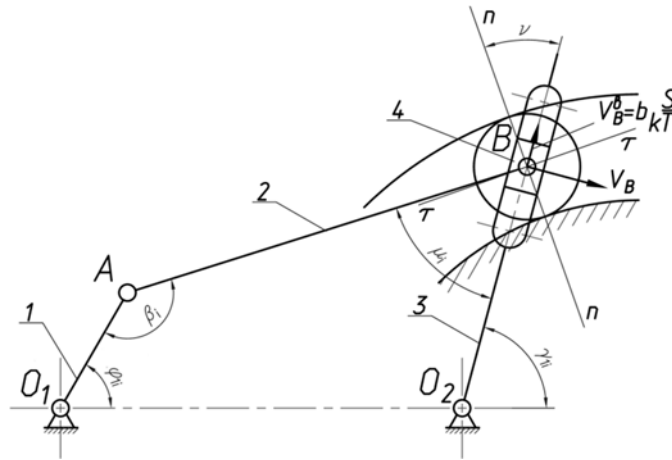


Рис. 2. Лінійна швидкість центра ролика під час вибирання зазору

При відскоку та повторному контакті осі з поверхнею отвору формула змінюється:

$$V_{3y}^* = \frac{(\alpha_m - e_y) \cdot V_3 + (1 + e_y) \cdot \omega_1 \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i}{(\alpha_m + 1)}. \quad (11)$$

Розглянемо випадок співударяння ролика, який приводить в рух камінь, з поверхнею стінки пазу. Згідно з рис. 2. можемо записати:

$$V_{3y} = \frac{\alpha_m \cdot (1 + e_y) \cdot \omega_1 \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i \cdot \cos \mu_i \cdot \cos \nu_i + (1 - \alpha_m \cdot e_y) \cdot V_3}{(\alpha_m + 1)} \quad (12)$$

де  $\nu_i$  - кут тиску в механізмі корекції.

Внаслідок вибирання зазору між пальцем і шатуном виникає сила удару, яку можна визначити згідно виразу:

$$F_{у.ш.} = z_{ш.макс.} \cdot c_4, \quad (13)$$

де  $z_{ш.макс.}$  - зміщення осі пальця відносно осі отвору в шатуні, яке виникає в процесі вибирання зазору;

$c_4$  - зведена до пальця жорсткість з'єднання.

Для розрахунку величини зближення осі пальця відносно осі отвору в шатуні  $z_{ш.макс.}$  використаємо рівняння (5) і (6), характеристичне рівняння (7) якого має чотири визначених вище корені. Відповідно рішення рівнянь можна відобразити у наступному вигляді:

$$\varphi_i = C_1 + C_2 \cdot t + C_3 \cdot \sin \lambda_1 \cdot t + C_4 \cdot \cos \lambda_2 \cdot t \quad (14)$$

$$z_{ш.i} = C_1 \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i + C_2 \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i \cdot t + C_3 \cdot \left[ \frac{t \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i - I_1 \cdot \lambda_{тш}^2}{c_2 \cdot r_{кр} \cdot t \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i)} \right] \times \\ \times \sin \lambda_{тш} \cdot t + C_4 \cdot \left[ r_{кр} \cdot \cos \beta_i - I_1 \cdot \lambda_{тш}^2 / c_2 \cdot r_{кр} \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i) \right] \cdot \cos \lambda_{тш} \cdot t \quad (15)$$

$$\text{де } \lambda_{тш} = \sqrt{c_2 / I_2} \cdot \sqrt{[\alpha_m (1 - \chi) + t_i \cdot \cos \beta_i \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i)]^2 / \alpha_m}$$

На основі постійних інтегрування при наступних початкових умовах:

$$\varphi = 0|_{t_i=0}; \dot{\varphi} = \omega_y|_{e=0}; \gamma_2 = 0|_{t_i=0}; \dot{\gamma}_2 \cdot b_p = V_{3y}|_{e=0}, \text{ визначаємо:}$$

$$z_{ш.} = \varphi_1 \cdot r_{кр} \cdot t_i \cdot \cos \beta_i - e \cdot \dot{\gamma}_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S) = \\ = (\omega_1 \cdot r_{кр} \cdot t_i \cdot \cos \beta_i - \gamma_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S)) \cdot \sin(\lambda_1 \cdot t) / \lambda_{тш}. \quad (16)$$

Отже, найбільше зближення (деформація) пальця та цапфи шатуна при ударі буде рівним:

$$z_{макс.ш.} = (\omega_1 \cdot r_{кр} \cdot t_i \cdot \cos \beta_i - e \cdot \dot{\gamma}_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S)) / \lambda_T. \quad (17)$$

Звідси сила удару, яка виникає в з'єднанні шатуна з пальцем каменя, буде рівною:

$$F_{у.ш.} = (\omega_1 \cdot r_{кр} \cdot t_i \cdot \cos \beta - e_y \cdot \dot{\gamma}_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S)) \cdot c_2 / \lambda_{тш}. \quad (18)$$

Зважаючи на те, що ролик перекочується по стінці паза завдяки певному зазору, тому при переході з поверхні однієї стінки на поверхню іншої виникає удар, який можна розкласти на ряд послідовних співударянь і відповідно математично описати їх, що подано в статті [2]. Результати моделювання процесу руху при ряді послідовних співударянь можна також використати при дослідженні динамічних навантажень в корегувальному кулачковому механізмі.

Внаслідок вибирання зазору також виникає сила удару між поверхнями ролика та пазу, яку можна визначити за виразом (13) відповідно підставивши - жорсткість приведену до ролика  $c'_4$ .

Для розрахунку величини зближення ролика та поверхні пазу  $z_{p, \max}$  використаємо рівняння:

$$z_p = C_1 \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i \cdot \cos \mu_i \cdot \cos v_i + C_2 \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i \cdot \cos \mu_i \cdot \cos v_i \cdot t_i +$$

$$+ C_3 \cdot \left[ \frac{t_i \cdot r_{кр} \cdot \cos \beta_i \cdot \cos \mu_i \cdot \cos v_i - I_1 \cdot \lambda_{Тш}^2}{c_2 \cdot r_{кр} \cdot t_i \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i)} \right] \cdot \sin \lambda_{Тш} \cdot t_i +$$

$$+ C_4 \cdot \left[ r_{кр} \cdot \cos \beta_i \cdot \cos \mu_i \cdot \cos v_i - I_1 \cdot \lambda_T^2 / c_2 \cdot r_{кр} \cdot \cos(\beta_i + \vartheta_i) \right] \times$$

$$\times \cos \lambda_{Тш} \cdot t_i \quad (19)$$

Аналогічним чином визначили:

$$z_p = \varphi_1 \cdot r_{кр} \cdot t_i \cdot \cos \beta_i \cdot \cos \mu_i \cdot \cos v_i - e \cdot \dot{\gamma}_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S) =$$

$$= (\omega_1 \cdot r_{кр} \cdot t_i \cdot \cos \beta_i \cdot \cos \mu_i \cdot \cos v_i - \gamma_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S)) \cdot \sin(\lambda_1 \cdot t_i) / \lambda_{Тш} \quad (20)$$

Отже, найбільше зближення (деформація) пальця, ролика та профілю пазу при ударі буде рівним:

$$z_{\max.p.} = (\omega_1 \cdot r_{кр} \cdot t_i \cdot \cos \beta_i \cdot \cos \mu_i \cdot \cos v_i - e \cdot \dot{\gamma}_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S)) / \lambda_{Тш} \quad (21)$$

Тоді сила удару ролика по поверхні криволінійного профілю буде рівною:

$$F_{y.p.} = (\omega_1 \cdot r_{кр} \cdot t_i \cdot \cos \beta_i \cdot \cos \mu_i \cdot \cos v_i - e_y \cdot \dot{\gamma}_i \cdot (l_{30} + a_k \cdot S)) \cdot c_2 / \lambda_{Тш} \quad (22)$$

Якщо різниця  $r_{кр} \cdot \omega_1 \cdot \cos \beta_i - V_{3y} = 0$ , то сила удару, яка виникає в шарнірних з'єднаннях досягає найбільшого значення тільки при першому співударянні та відповідно цього достатньо, щоб врахувати це при розрахунках деталей на міцність.

Це відноситься також до сили удару, яка виникає в зоні контакту ролика з профілем кулачка. Зважаючи на спрощений план швидкостей, можна з першим наближенням вказати, що ця сила буде меншою від сили, яка виникає в з'єднаннях шатуна з пальцями, згідно виразу:

$$F_{y.p.} = F_{y.ш.} \cdot \cos \mu_i \cdot \cos v_i \quad (23)$$

Якщо різниця  $r_{кр} \cdot \omega_y \cdot \cos \beta_i - V_{3y} = 0$ , то сила удару досягає найбільшого значення тільки при першому співударянні та цього достатньо, щоб врахувати це при розрахунках деталей на міцність.

Було проведено моделювання процесів співударяння при початкових геометричних параметрах і змінних величинах  $\alpha_m = 0,5 - 2$ ;  $\alpha_c = 0,05 - 0,3$ ;  $I_2 = 0,00043 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $c_2 = (1-10) \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ ;  $e$



$= 0,2; n_l = 100 - 200 \text{ об/хв}; 0 \leq \beta_i \leq 180^\circ; \Delta = (5 - 20) \cdot 10^{-6} \text{ м}; \chi = 0,2.$

Розрахунки провели для двохнайбільш поширених ЗПР: «К<sub>0</sub>», та «С<sub>0</sub>». Величина коефіцієнту відновлення швидкостей після удару прийнята близькою до встановленої для зубчастих коліс.

Позицію відриву ролика визначають з умови кочення залежно від діючих сил на камінь, а тривалість переміщення згідно [6].

Із графіків видно, що співударяння ролика з профілями пазу можливе не тільки в крайніх положеннях коромисла, але й після його відриву від корегувального профілю в різних позиціях каменя залежно від запроєктованого ЗПР.

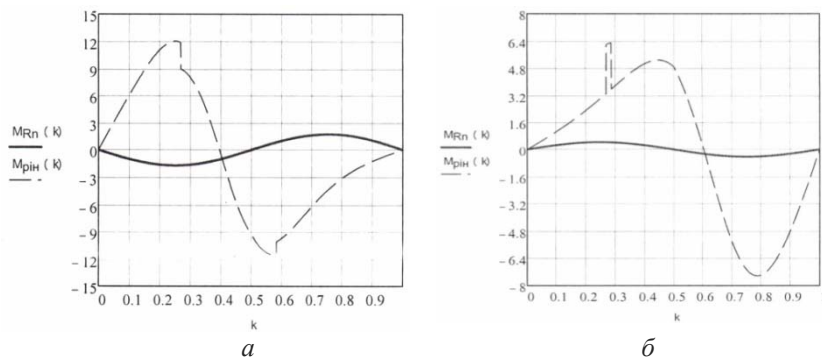


Рис. 3. Позиція відриву ролика залежно від ЗПР:  
а – «К<sub>0</sub>» та б - «С<sub>0</sub>»;

#### 4. ВИСНОВКИ

Поява класичного удару при вибиранні зазору між пальцем каменя та цапфою шатуна та роликом і стінкою пазу можлива в випадку, коли  $\alpha_c < 0,3...0,4$ , що характерне тільки при значній жорсткості системи.

Співударяння можливе не тільки в початковому та кінцевому положеннях механізму, але й в проміжному залежно від вибраного ЗПР для коректувального профілю.

Швидкість удару поверхні ролика по поверхні криволінійного профілю менша від швидкості удару в з'єднанні пальця з шатуном і відповідно сила удару буде меншою.

При співударяннях виникають сили удару, які збільшують нормальні реакції в зонах контакту з'єднань та призводять до спрацювання контактуючих спряжених деталей і поверхонь ролика та стінок пазу куліси чи

каменя. Зважаючи на цей факт, при синтезі такого механізму слід проводити перевірку на виникнення віброударного режиму при необхідних геометричних параметрах і швидкісних режимах його роботи.

1. Зирнзак Л. Ф., Леймонт Л. Л., Самарин Ю. Н., Штоляков В. И. *Листовые офсетные печатные машины.* - .: Изд-во МГУП, 1998. 136 с.
2. А. Коломієць, Б. Стеців, Я. Стеців динамічні явища в циклових механізмах із геометричним замиканням // *Комп'ютерні технології друкарства. Збірник наукових праць №27.* – Львів : УАД, 2012 –С. 294 – 304.
3. Вульфсон И. И. *Динамические расчеты цикловых механизмов.* Л., *Машиностроение*, 1976, 328 с.
4. Кучер. И. М. *Металлорежущие станки. Основы конструирования и расчета.* *Машиностроение*, 1989, 378 с.
5. Полудов О.М. *Механіка поліграфічних і пакувальних машин.* Львів: УАД, 2005. 177 с.
6. Стеців Б.С. *Умови виникнення віброударного режиму роботи механізму графійок.* // *Поліграфія і видавничча справа №36* 2000. С 44-49.
7. Тир К. В. *Механика полиграфических автоматов.* М., *Машгиз*. 1965. 495 с.