

УДК 686.12.056

## ОДНОКОРОМИСЛОВИЙ ДВОКУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ ФОРГРЕЙФЕРА МАШИНИ «PRINTMASTER GTO 52»

Я. Б. Стеців, Б. С. Стеців

Українська академія друкарства  
вул. Підголоско, 19, Львів, 79020, Україна

*Розглянуто існуючі кулачкові механізми приводу форгрейфера та на основі їх аналізу запропоновано однокоромисловий двокулачковий механізм приводу форгрейфера та вказано на його переваги перед існуючими механізмами.*

**Ключові слова:** однокоромисловий двокулачковий механізм, форгрейфер, чотириланковик, кінематика, кінематична схема.

**Постановка проблеми.** Особливість існуючих кулачкових механізмів приводу форгрейфера полягає в силовому замиканні роликів на профілі кулачків, що приводить до зростання контактних напружень і спрацювання профілів.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Синтезу механізмів приводу форгрейфера присвячено багато робіт, а серед них слід виокремити методику, запропоновану Чехманом Я. І. [1].

**Мета статті** – провести кінематичний та кінетостатичний аналіз запропонованого однокоромислового двокулачкового механізму (ОКДКМ) з кінематичним замиканням роликів, що уможливило зменшити рухомі маси та напруження в зоні контакту роликів з кулачками та зменшує контактні напруження та спрацювання профілів і порівняти його параметри з існуючими.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Механізм відрізняється тим, що, кулачки 2 і 6 розміщені на валах друкарського 1 і передавального 5 циліндрів (рис. 1). Вирівняний аркуш захоплюється з накладного стола 8 захоплювачами 7 форгрейфера 9, який приводиться коромислом 10 і шатуном 11 від коромисла 3. При цьому ролик 4 коромисла знаходиться у контакті з кулачком 6 завдяки ексцентричному пальцю 14, який приводиться коромислом 13 та замикає ролик 15 на кулачок 2 зусиллям пружини 12, яка одночасно вибирає зазори в чотириланковику. За рахунок ексцентриситету пальця ролик 15, контактуючи з профілем 2, замикає ролик 4 на профіль кулачка 6.

Кутова швидкість передавального циліндра:

$$\omega_{\text{ц}} \cdot \frac{D_{\text{ц}}}{2} = \omega_{\text{ф}} \cdot R_{\text{ф}}, \quad (1)$$

де  $D_{\text{ц}} = 180$  мм – діаметр передавального циліндра;  $R_{\text{ф}} = 108$  мм – радіус кола головки форгрейфера;  $\omega_{\text{ф}}$  – кутова швидкість вала форгрейфера.

Виконавши відповідні підстановки, отримаємо:

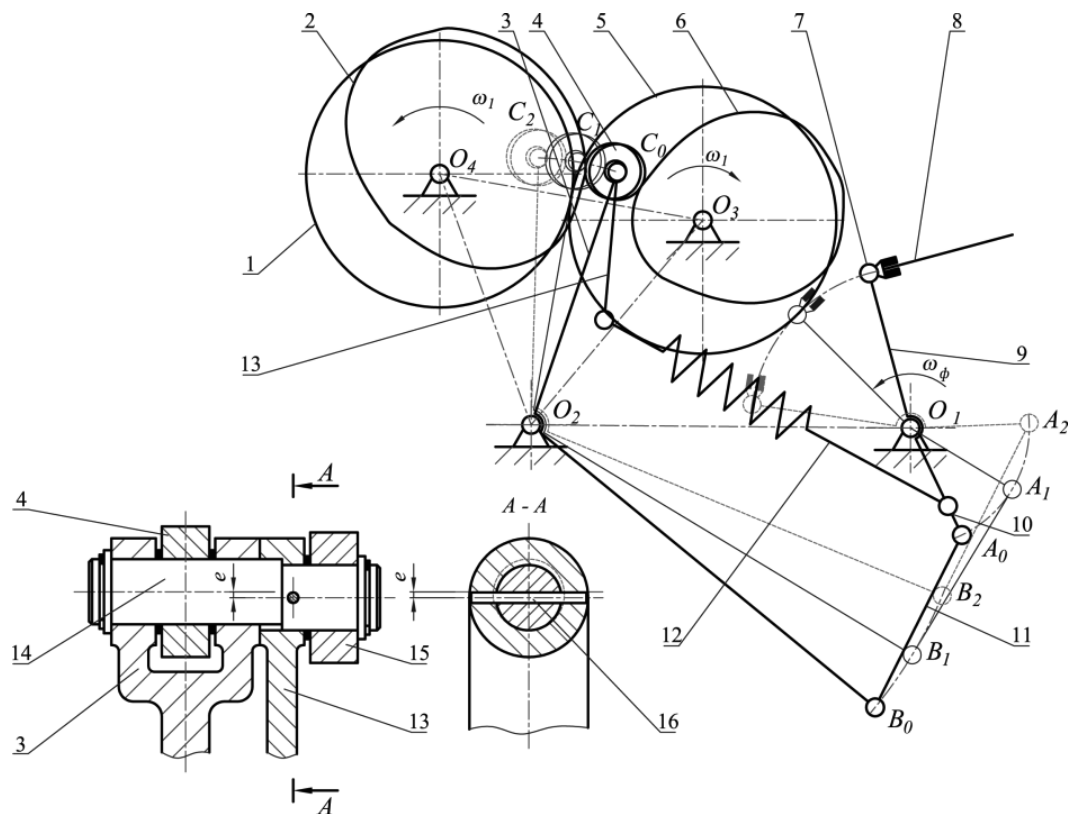


Рис. 1. Кінематична схема форгрейфера з приводом від ОКДКМ

$$\omega_{\text{ц}} \cdot \frac{D_{\text{ц}}}{2} = B_1 \cdot \frac{\gamma_{19}}{\varphi_1} \cdot \omega_{\text{ц}} \cdot R_{\Phi} = B_2 \cdot \frac{\gamma_{29}}{\varphi_2} \cdot \omega_{\text{ц}} \cdot R_{\Phi}, \quad (2)$$

де  $B_1$  - константа піку швидкостей для першої ділянки;  $B_2$  - константа піку швидкостей для другої ділянки;  $\gamma_{19}$  - кут переміщення форгрейфера на першій ділянці;  $\gamma_{29}$  - кут переміщення на другій ділянці;  $\gamma_{19} + \gamma_{29} = \gamma_{9\Sigma}$  - сумарне кутове переміщення головки форгрейфера;  $\varphi_1$  - кут повороту кулачка на ділянці розбігу при робочому ході;  $\varphi_2$  - кут повороту кулачка на ділянці вибігу.

Максимальна кутова швидкість друкарського та передавального циліндрів:

$$\omega_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 12000}{30 \cdot 60} = 20,944 \text{ с}^{-1}. \quad (3)$$

Із умови рівності піків пришвидшень на відповідних ділянках знаходимо:

$$\gamma_{29} = \frac{C_{k2} \cdot B_1^2}{C_{k1} \cdot B_2^2} \cdot \gamma_{19} = \frac{0,5 \cdot \pi^2 \cdot 1,875^2}{5,773 \cdot (0,5 \cdot \pi)^2} \cdot 30^\circ = 36,5386; \quad (4)$$

де  $\varphi_{19} = 1,2 \cdot 1,875 \cdot 30^\circ = 67,5^\circ$ ;  $\varphi_{29} = 1,2 \cdot 0,5 \cdot \pi \cdot 36,5386^\circ = 68,8737^\circ$ .

Сумарне кутове переміщення форгрейфера:

$$\gamma_{9\Sigma} = \gamma_{19} + \gamma_{29} = 30^\circ + 36,5386^\circ = 66,5386.$$

Для робочого та зворотного ходів приймаємо однакові фазові кути повороту коромисла КМ, тому:

$$\begin{aligned}\varphi_{\text{вист.}} &= 360^\circ - (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4) \geq [\varphi_{\text{вист.}}] = \\ &= 360^\circ - (67,5^\circ + 68,8737^\circ + 68,8737^\circ + 67,5^\circ) = 87,2526^\circ \geq [\varphi_{\text{вист.}}] = 40^\circ\end{aligned}$$

Звідси максимальна кутова швидкість форгрейфера:

$$\omega_{\phi_{\text{max}}} = B_1 \cdot \frac{\gamma_{19}}{\varphi_1} \cdot \omega_{\text{ц}} = 1,875 \cdot \frac{30^\circ}{67,5^\circ} \cdot 20,944 = 17,453 \text{ с}^{-1}. \quad (5)$$

Максимальне кутове пришвидження форгрейфера:

$$\varepsilon_{\phi_{\text{max}}} = C_1 \cdot \frac{\gamma_{19}}{2 \cdot \varphi_1^2} \cdot \omega_{\phi}^2 = 5,773 \cdot \frac{(\pi/6)}{2 \cdot (67,5 \cdot \pi/180)^2} \cdot 20,944^2 = 477,667 \text{ с}^{-2} \quad (6)$$

Кутові переміщення форгрейфера на першій ділянці:

$$\gamma_{\phi 1i} = 2a_{k1} \cdot \gamma_{19}, \quad (7)$$

де  $a_{kl}$  – інваріант переміщень форгрейфера,  $0 \leq a_{kl} \leq 0,5$ .

Кутові швидкості форгрейфера на першій ділянці:

$$\omega_{\phi 1i} = b_{k1} \cdot \frac{\gamma_{19}}{\varphi_1} \cdot \omega_{\text{ц}}, \quad (8)$$

де  $b_{kl}$  – кінематичний інваріант кутової швидкості в інтервалі  $0 \leq b_{kl} \leq B_1$ .

Кутові пришвидження форгрейфера на цій же ділянці:

$$\varepsilon_{\phi 1i} = c_{k1} \cdot \frac{\gamma_{19}}{2 \cdot \varphi_1^2} \cdot \omega_{\text{ц}}^2. \quad (9)$$

Кутові переміщення форгрейфера на другій ділянці:

$$\gamma_{\phi 2i} = \gamma_{19} + \gamma_{29} \cdot (2 \cdot a_{k2} - 1), \quad (10)$$

Кутові швидкості форгрейфера на другій ділянці:

$$\omega_{\phi 2i} = b_{k2} \cdot \frac{\gamma_{29}}{\varphi_2} \cdot \omega_{\text{ц}}, \quad (11)$$

Кутові пришвидження форгрейфера на другій ділянці:

$$\varepsilon_{\phi 2i} = -c_{k2} \cdot \frac{\gamma_{29}}{2\varphi_2^2} \cdot \omega_{\text{ц}}^2. \quad (12)$$

Зважаючи на необхідність зменшення кутів тиску та амплітуди коливання коромисла ОКДКМ, в якості передаточного механізму вибираємо шарнірний чотириланковик, кут коливання вихідного коромисла якого збільшуватиме кутовий розмах коромисла 10 форгрейфера 9 (рис. 3).

Згідно рекомендацій [2], при синтезі механізму використовуємо графічний редактор «AutoCAD 2010» із врахуванням крайнього кутового положення та переміщення головки форгрейфера до лінії передачі аркуша  $O_4O_2$ .

Кутове переміщення коромисла  $O_3B$ :

$$\gamma_{3\Sigma} = \varphi_{32} - \varphi_{30}, \quad (13)$$

де  $\varphi_{30}$  – початкове положення;  $\varphi_{32}$  – кінцеве положення коромисла.

Кінематичні інваріанти швидкостей шатуна та коромисла згідно [2]:

$$\omega_{11i} = \frac{\sin(\varphi_3 - \varphi_{10})}{\lambda_2 \cdot \sin(\varphi_{11} - \varphi_3)}; \quad \omega_{3i} = \frac{\sin(\varphi_{11} - \varphi_{10})}{\lambda_3 \cdot \sin(\varphi_{11} - \varphi_3)}. \quad (14)$$

Відповідно інваріанти пришвидшень шатуна та коромисла:

$$\varepsilon_{11i} = \frac{\omega_{3i}^2 \cdot \lambda_3 - \cos(\varphi_{10} - \varphi_3) - \omega_{11i}^2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos(\varphi_{11} - \varphi_3)}{\lambda_2 \cdot \sin(\varphi_{11} - \varphi_3)}; \quad (15)$$

$$\varepsilon_{3i} = \frac{\lambda_3 \cdot \omega_{3i}^2 \cdot \cos(\varphi_{11} - \varphi_3) - \cos(\varphi_{10} - \varphi_{11}) - \omega_{11i}^2 \cdot \lambda_2}{\lambda_3 \cdot \sin(\varphi_{11} - \varphi_3)}. \quad (16)$$

Дійсні кутові швидкості та пришвидження коромисла  $O_2C$  кулачкового механізму визначасмо згідно формул:

$$\omega_k = \omega_{3i} \cdot \omega_\phi; \quad \varepsilon_k = \varepsilon_{3i} \cdot \omega_\phi^2 + \varepsilon_\phi \cdot \omega_{3i}. \quad (17)$$

Графіки кутових переміщень, швидкостей і пришвидшень форгрейфера та коромисла кулачка приведені на рис. 3.

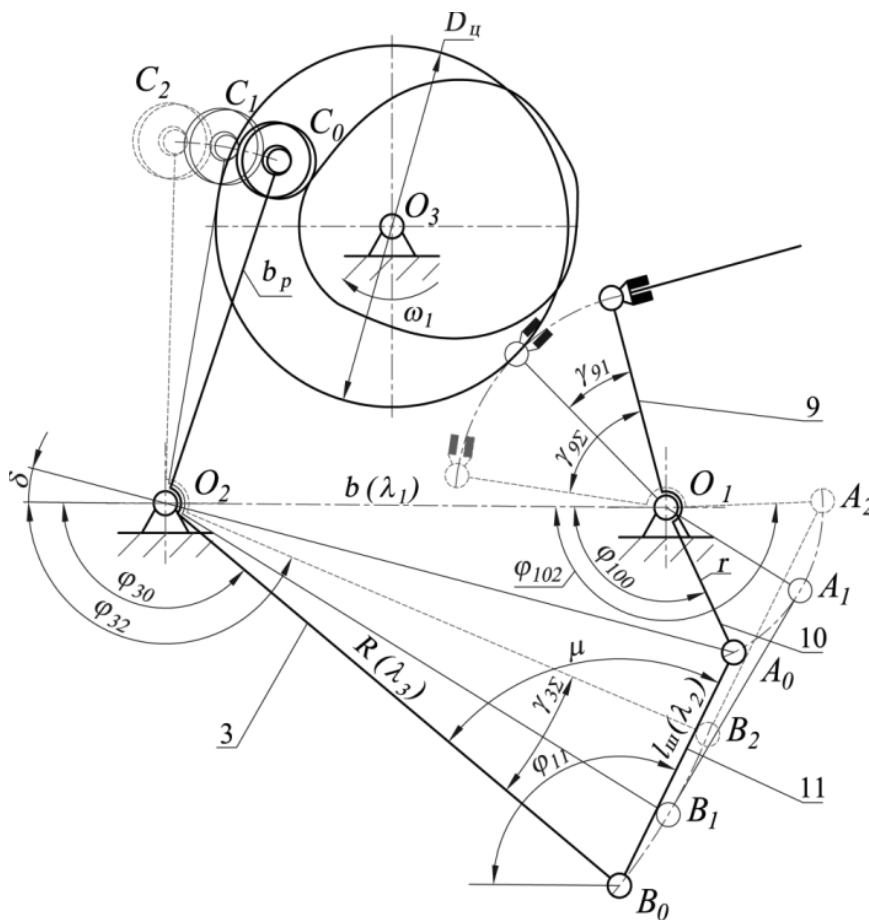


Рис. 2. Кінематична схема передаточного чотириланковика

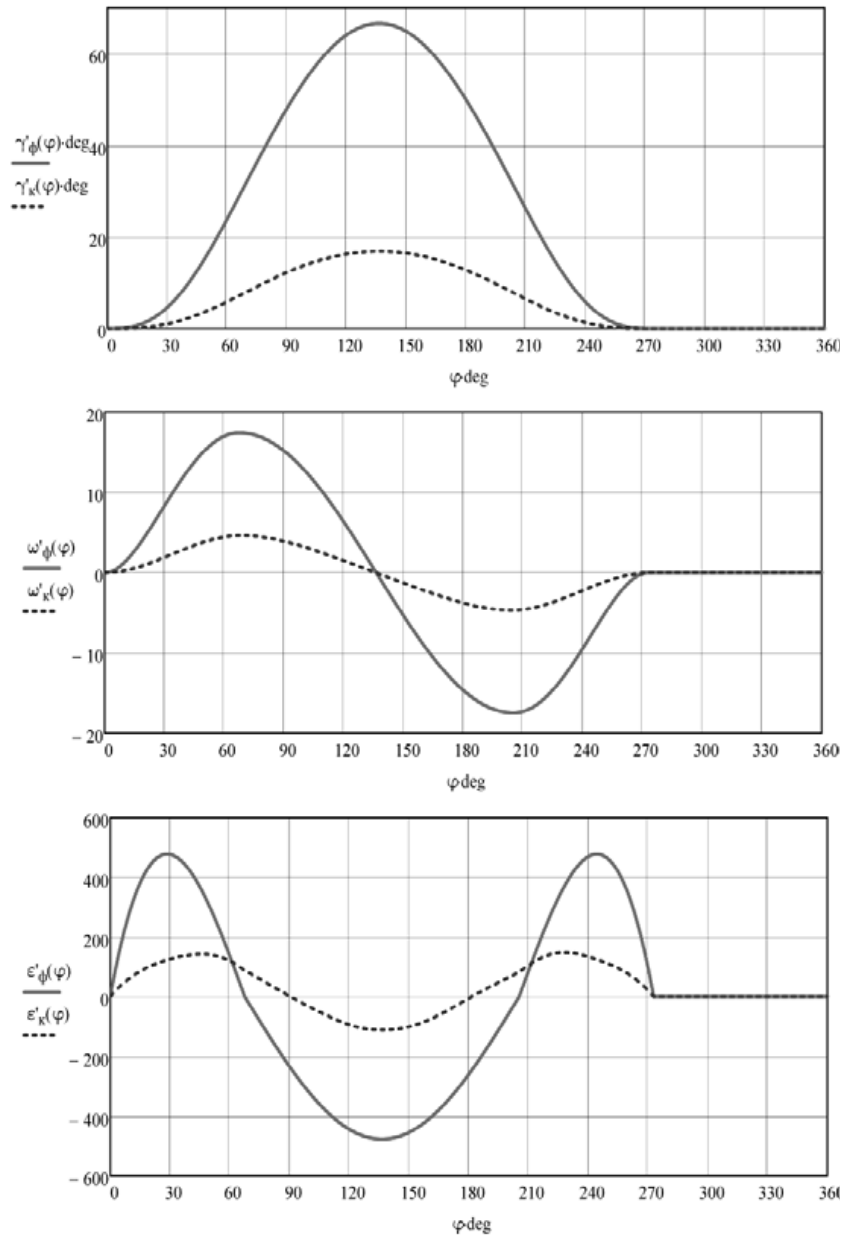


Рис. 3. Графіки кінематичних параметрів форгрейфера та коромисла ОКДКМ

Встановлення закону руху на кулачку приводу форгрейфера необхідне для синтезу кулачкового механізму, який через чотириланковик приводить форгрейфер. Відносний час  $k$  визначаємо за такою залежністю:

$$k = \varphi_i / \varphi_{p.x.}, \quad (18)$$

де  $\varphi_i$  – біжучий кут повороту кулачків, який змінюється в межах  $0 \leq \varphi \leq \varphi_{p.x.}$ ;  $\varphi_{p.x.}$  – фазовий кут, який відповідає повному робочому ходу форгрейфера.

Позиційний інваріант подібності кутового переміщення коромисла:

$$a_{kk} = \gamma_{\kappa} / \gamma_{3\Sigma}, \quad (19)$$

де  $\gamma_{3\Sigma}$  – сумарний кутовий розмах коромисла ОКДКМ.

Позиційний інваріант кутової швидкості коромисла

$$b_{kk} = \frac{\omega_k \cdot \varphi_{pk}}{\gamma_{3\Sigma} \cdot \omega_{\Sigma}}. \quad (20)$$

Позиційний інваріант кутового пришвидшення коромисла

$$c_{kk} = \frac{\varepsilon_k \cdot \varphi_{pk}^2}{\gamma_{3\Sigma} \cdot \omega_{\Sigma}^2}. \quad (21)$$

Кінематичні інваріанти подібності для вихідного ОКДКМ (із врахуванням нашарованого чотириланковика) визначаємо за розробленою програмою згідно приведених виразів у редакторі MathCAD. Одночасно визначаємо константи позиційних інваріантів подібності  $B = 1,7997$ ,  $C_{k1} = 6,27$ ,  $C_{k2} = -4,917$  для розрахунку оптимальних геометричних параметрів вихідного ОКДКМ.

**Для геометричного синтезу кулачкового механізму приводу форгрейфера проводимо**, зважаючи на рекомендації [2], вибираємо таку схему ККМ, коромисло  $O_3C$  якого перпендикулярне у середньому положенні до лінії центрів  $O_1O_2$ , а базовіддалі рівні між собою  $O_1O_2 = l_1 = l_2 = O_1O_3 = O_2O_3 = 180$  мм. В середньому положенні кут  $\angle CO_2O_3 = 30^\circ$  і внаслідок геометричної побудови отримуємо:  $\gamma_{3\Sigma} = 16,82^\circ$ , а кут повороту кулачків на фазовому куті віддалення  $\varphi_B = 136,3737^\circ$ .

Кут початкового положення коромисла  $O_3C$  відносно базовіддалі  $O_2O_3$ :

$$\gamma_0 = 30^\circ - \gamma_{3\Sigma}/2 = 30^\circ - \frac{16,82^\circ}{2} = 21,59^\circ. \quad (3.73)$$

Відносна оптимальна довжина коромисла згідно формули (2.6) рівна:

$$\beta = \frac{\sin(2 \cdot \gamma_0 + \gamma_{3\Sigma}/2)}{(B \cdot \gamma_{3\Sigma}/\varphi_B + 1) \cdot \sin \gamma_0 + \sin(\gamma_0 + \gamma_{3\Sigma}/2)} = \frac{\sin(2 \cdot 21,59^\circ + 16,82^\circ/2)}{(1,7997 \cdot (16,82/136,3737) + 1) \cdot \sin 21,59^\circ + \sin(21,59^\circ + 16,82^\circ/2)} = 0,824. \quad (22)$$

Виходячи з цього, отримуємо  $b_p = 0,824 \times 180 = 148,32$  мм.

Зважаючи на рекомендації [3], біжучі радіуси-вектори профілів обох кулачків визначаємо згідно формул:

$$R_{1i} = \sqrt{l_k^2 + b^2 - 2 \cdot l_k \cdot b_p \cdot \cos(\gamma_0 + a_{kk} \cdot \gamma_{3\Sigma})}; \quad (23)$$

$$R_{2i} = \sqrt{l_k^2 + b^2 - 2 \cdot l_k \cdot b_p \cdot \cos(\gamma_0 + (1 - a_{kk}) \cdot \gamma_{3\Sigma})}. \quad (24)$$

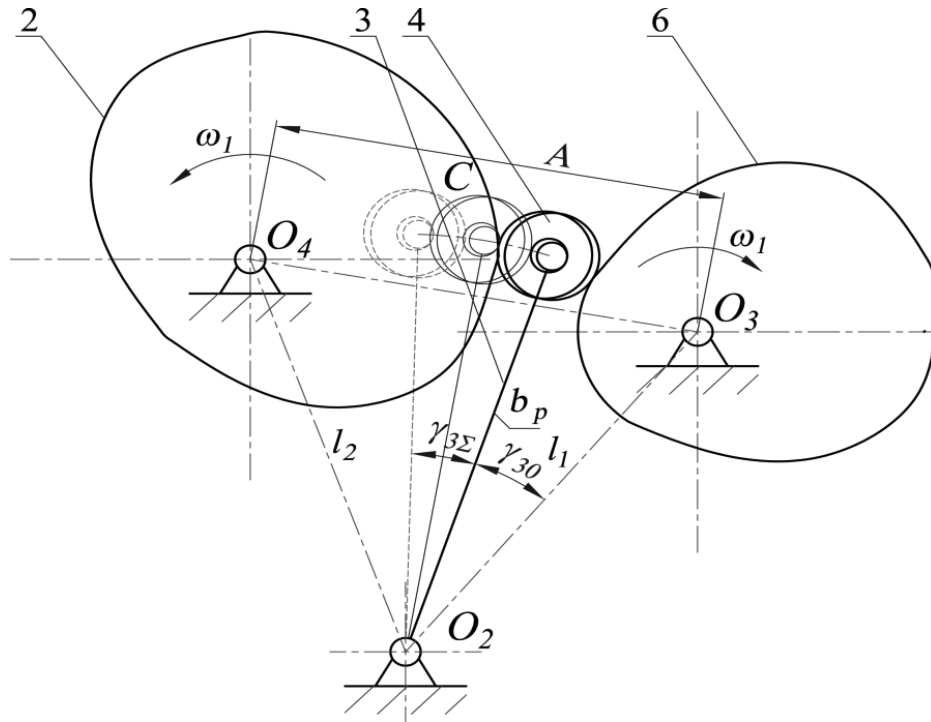


Рис. 3. 20. Кінематична схема ОКДКМ приводу форгрейфера

Перевірка кутів тиску в найбільш вразливих точках показали, що вони не перевищують  $-2,003^\circ$  в початковому і  $+1,0^\circ$  в середньому положеннях

Кінетостатичний розрахунок приводу форгрейфера здійснюємо, використовуючи метод балансу потужностей, згідно якого:

а) крутний момент на валу форгрейфера:

$$M_{\delta} = J_{\delta} \cdot \varepsilon_{\delta}; \quad (25)$$

б) крутний момент на валу коромисла кулачкового механізму:

$$\dot{I}_{\hat{\varepsilon}} = J_{\hat{\varepsilon}} \cdot \varepsilon_{\hat{\varepsilon}} + \frac{J_{\delta} \cdot \varepsilon_{\delta}}{\omega_{\hat{\varepsilon}}} \cdot \hat{\varepsilon}, \quad (26)$$

де  $\hat{\varepsilon}$  - коефіцієнт, який враховує напрямок передачі енергії.

Згідно отриманих виразів проведено розрахунки крутних моментів і зусилля в зоні контакту роликів з профілями кулачків і побудовано графіки (рис. 3.21).

**Висновки.** В запропонованому ОКДКМ приводу форгрейфера максимальні крутні моменти складають: на валу форгрейфера  $M_{\phi, \max} = 71,65$  Нм; на коромислі кулачкового механізму  $M_{\kappa, \max} = 384,516$  Нм; на валу циліндра  $M_{\kappa, \max} = 44,552$  Нм; максимальне зусилля, яке діє в зоні контакту ролика з профілем кулачка, становить  $F_{p, \max} = 2280,28$  Н, що на 20% менше ніж при існуючому силовому замиканні.

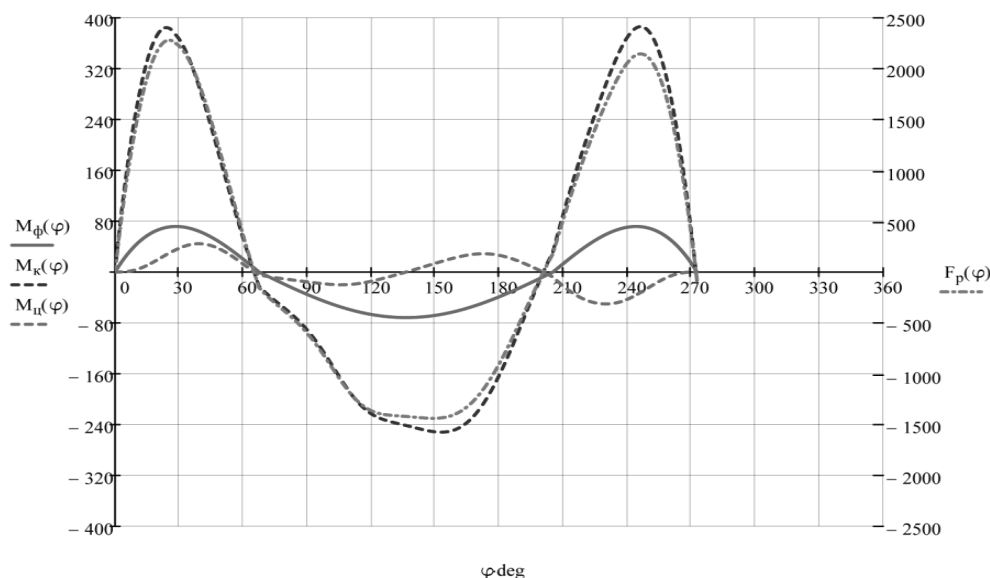


Рис. 3.21. Графіки кінетостатичних параметрів форгрейфера на ділянках віддалення (робочого ходу) та наближення

Запропонований механізм можна використати при проектуванні нової друкарської, пакувальної або інших машин, які призначені для виведення і передачі аркушевих матеріалів у зону подальшої обробки.

### Список використаних джерел

1. Чехман Я. І., Сенкус В. Т., Дідич В. П., Босак В. О. Друкарське устаткування. / Я. І. Чехман, В. Т. Сенкус, В. П. Дідич, В. О. Босак. – Львів: УАД, 2005. – 420 с.
2. Полудов О. М. Проектування поліграфічних та пакувальних машин. Динамічні розрахунки циклових механізмів: Навч. посібн. / О. М. Полудов, О. Б. Книш. – Львів: УАД, 2006. – 131 с.
3. Сенкус В. Т. Исследование энергоконстантных кулачковых механизмов. / В. Т. Сенкус. – Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Львов: ЛПИ, 1970. – 19 с.

### References

1. Chehman Ya. I., Senkus' V. T., Didych V. P., Bosak V. O. (2005). Drukars'ke ustatkuwannya: / Ya. I. Chehman, V. T. Senkus', V. P. Didych, V. O. Bosak. Lviv: UAD,– 420 p. (in Ukrainian)
2. Poludov O. M. (2006). Proektuwannya poligrafichnykh ta pakuwalnykh mashyn. Dynamichni rozrachunki zyklowykh mekhanizmyv: Nawch. Posibn. / O. M. Poludov. O. B. Knysh. – Lviv: UAD,– 131 p. (in Ukrainian)
3. Senkus' V. T. (1970). Issledowanie energokonstantnykh kulachkovykh mekhanizmov / V. T. Senkus'. – Awtoref. Diss. Kand. Tekhn. Nauk. Lvov: LPI,– 19 p. (in Russian)



**ONE-ARM TWO-CAM DRIVE MECHANISM OF GRIPPER  
OF THE PRESS «PRINTMASTER GTO 52»**

Ya. B. Stetsiv, B. S. Stetsiv

*Ukrainian Academy of Printing,  
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine  
stetsiv.jaroslav@gmail.com*

*The existent cam-drives of grippers are considered and on the basis of analysis, the one-arm two-cam drive mechanism of grippers has been suggested and its advantages over existent mechanisms have been identified.*

**Keyword:** *one-arm two-cam mechanism, gripper, four-section unit, kinematics, kinematics chart.*

*Стаття надійшла до редакції 15.03.2016.*

*Received 15.03.2016.*