

Послідовно розв'язуючи рівності (17) і (19) можна знайти всі решту ймовірностей $p_k^{(1)}$ і $p_k^{(2)}$. Беручи до уваги, що

$$\sum_{k=1}^n (p_k^{(1)} + p_k^{(2)}) = 1, \quad (22)$$

можна знайти V . Унаслідок виконання такої процедури знаходимо:

$$V = \frac{2}{n+2} + \frac{1}{\lambda(n+1)(n+2)}, \quad (23)$$

$$n = \left\lceil \frac{1}{\lambda} \right\rceil, \quad (24)$$

$$p_k^{(1)} = p_k^{(2)} = \frac{n-k+1}{(n+1)(n+2)}. \quad (25)$$

Аналогічно знаходять оптимальну стратегію виробника продукції. Виявляється, що виробник продукції вибирає значення $k\lambda$ і $1-k\lambda$ з тими ймовірностями, що й ринок.

Висновки. Отже, у разі наявності на ринку певної продукції, то ринок здійснює свою об'єктивну стратегію зі значеннями $k\lambda$ і $1-k\lambda$ ($k = 0, 1, \dots, n$), вибравши їх з імовірністю, що визначається співвідношенням (25). Виробник же продукції має маневрувати біля цих значень і вибирати їх з такими ж імовірностями, що ринок.

Література

1. **Базилук Я.Б.** Конкурентоспроможність національної економіки: сутність та умови забезпечення. – К.: КНЕУ, 2004. – 306 с.
2. **Воробьев Н.Н.** Теория игр для кибернетиков. – М.: Наука, Главная ред. физ.-мат. лит-ры, 1985. – 272 с.
3. **Воронкова А.Э.,** Стратегическое управление конкурентоспособным потенциалом предприятия. – Луганск, 2000. – 313 с.
4. **Фатхудинов Р.А.** Стратегический маркетинг. – СПб.: Питер, 2002-448 с.
5. **Юданов Ю.А.** Конкуренция. Теория и практика. Уч.-практ. пособие. – М.: ГНОМ-ПРОГРЕСС, 1998. – 384 с.
6. **Юринець В.Є., Плугатор Р.В.** Стратегія випуску продукції підприємством за умов обмеженого використання ресурсів// Вісник Львівської державної фінансової академії. – Львів: ЛДФА. – 2008, № 14. – С. 244-248.

УДК 621.01:681.3

*О.М. Полюдов, В.О. Кузнєцов, Н.М. Кандяк –
Українська академія друкарства, м. Львів*

ДИНАМІКА КОМБІНОВАНОГО МЕХАНІЗМУ МАЛЬТІЙСЬКОГО ХРЕСТА

Розглянуто динаміку комбінованого мальтійського механізму з кривошипно-кулісним приводом. Теоретичний виклад доведено до числового прикладу, який підтверджує дієвість виведених формул.

Ключові слова: мальтійський механізм, кривошипно-кулісний механізм.

Dynamic combined geneva mechanism

This article presents the dynamic combined Geneva mechanism with a Crank-Slider drive. Theoretical results are checked by example, with proves analytical dependencies.

Keywords: geneva mechanism, *Crank-Slider* mechanism.

Постановка задачі, аналіз. Як відомо [1, 5, 6], у поліграфічних машинах-автоматах для періодичного повороту з тривалими зупинками часто використовують механізми мальтійського хреста, як плоскі, так і сферичні.

При цьому, у більш простому і технологічному плоскому механізмі тривалість робочого часу становить всього 0.25-0.37 від загального. Створюється напружений динамічний режим, який супроводжується значними динамічними навантаженнями. Для їх зменшення тривалість робочого часу збільшується комбінуванням [5] основного мальтійського механізму з механізмами нерівномірного періодичного обертання. Серед них повнообертові кулісні зі симетричними кінематичними характеристиками мають перевагу перед шарнірними чотириланниками з несиметричними кінематичними характеристиками або складними у виготовленні некруглими зубчастими колесами.

Такий комбінований механізм мальтійського хреста зображено на рис. 1. У ньому ланки повнообертового кулісного механізму $O_2A_1O_1$ розташовуються так щоб період зменшення швидкості веденої куліси A_2O_1 збігався з періодом обертання мальтійського хреста. При цьому швидкість руху хреста зменшується, а відповідна тривалість повороту збільшується.

Як свідчать параметричні дослідження кінематики комбінованого механізму, незважаючи на зменшення швидкості повороту хреста, скачок прискорення на початку руху залишається і стає збудником механічних коливань за наявності пружно-податливої ланки між хрестом і вихідною ланкою механізму. Пружні коливання вихідної ланки призводять до спотворення кінематичних функцій і зростання динамічних навантажень.

Негативні явища, викликані механічними коливаннями, можна зменшити, визначивши методом динамічного аналізу оптимальні геометричні характеристики механізму.

Аналогічно [1], динамічний аналіз виконуємо для динамічної моделі (рис. 2), з пружно-податливою вихідною і жорсткою вхідною системами, яка відповідає реальному мальтійському механізму.

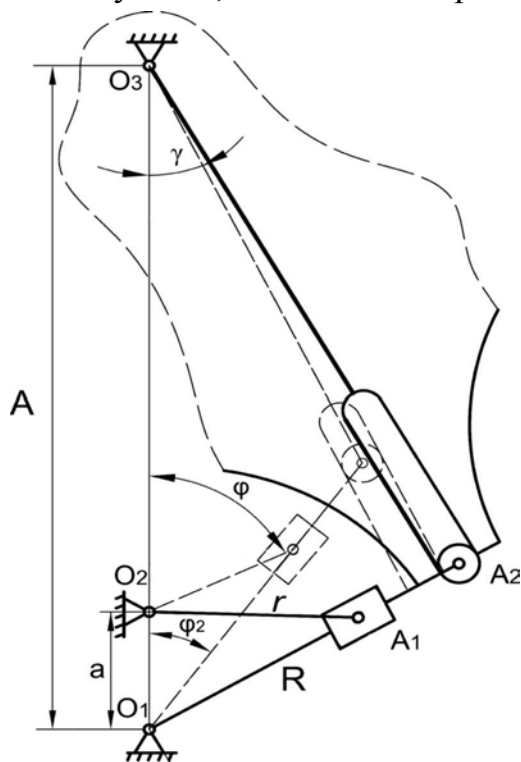


Рис. 1. Комбінований механізм мальтійського хреста

му мальтійському механізму.

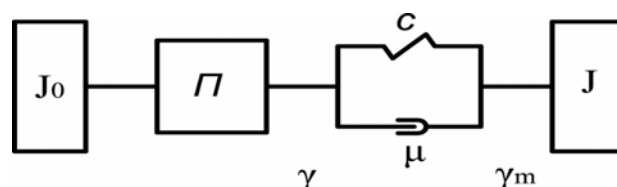


Рис. 2. Динамічна модель мальтійських механізмів

Цій моделі відповідає диференціальне рівняння [4]

$$J\ddot{\gamma}_m + c\gamma_m + b\dot{\gamma}_m = c\gamma,$$

або

$$\ddot{a}_{km} + 2P\dot{a}_{km} + v^2 a_{km} = v^2 a_k; \quad (1)$$

де: $\gamma_m, \dot{\gamma}_m, \ddot{\gamma}_m$ – кутові переміщення, швидкості і прискорення вихідної ланки, γ – кутові переміщення хреста, J – момент інерції мас, приведених до вихідної ланки, c – коефіцієнт жорсткості ланки, що з'єднує хрест і вихідну ланку або в інваріантній формі [2, 4] $a_{km}, \dot{a}_{km}, \ddot{a}_{km}$ – інваріанти переміщення, швидкості і прискорення вихідної ланки, a_l – інваріант переміщень хреста, v – критерій частотної подібності, Π – критерій демпфування.

Основна частина. Аналіз динаміки звичайного мальтійського механізму [2] засвідчує, що точне і безпомилкове рішення диференціальних рівнянь руху легко отримати при апроксимації функції збурення степеневим поліномом, на який накладається ряд умов за характерними точками "одиничних" кінематичних діаграм у модульній системі $[I, \gamma_\Sigma, T]$.

У наведеному комбінованому механізмі кутове переміщення хреста мальтійського механізму визначається виразами [3]:

$$\varphi_2 = \arccos \frac{\lambda - \cos \varphi}{\sqrt{\lambda^2 + 1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos(\varphi)}} \quad \gamma_i = \arctg \frac{\sin(\varphi_2)}{\lambda_1 - \cos(\varphi_2)};$$

а кутова швидкість і прискорення відповідно $\omega_{ki} = \frac{d\gamma}{d\varphi} \quad \varepsilon_{ki} = \frac{d^2\gamma}{d\varphi^2}.$

Кінематичні інваріанти у модульній системі $[I, \gamma_\Sigma, T]$

$$a_k = \frac{\gamma_i}{\gamma_\Sigma}, \quad b_k = \frac{\varphi_\Sigma}{\gamma_\Sigma} \omega_{ki}, \quad c_k = \frac{\varphi_\Sigma^2}{\gamma_\Sigma} \varepsilon_{ki};$$

Для підвищення точності аналізу кінематичні функції апроксимуються на ділянці ($k_1 = 0 \div 0,5$). Основні умови апроксимації:

$$\begin{aligned} \text{при } k_i = 0 - c_k &= c_0, \\ \text{при } k_i = k_c - c_k &= C, \\ \text{при } k_i = 0,5 - a_k &= 0,5, \quad b_k = B, \quad c_k = 0. \end{aligned}$$

У комбінованому механізмі при куті повороту кривошипа більше ніж 180° за час робочого повороту хреста виникає додаткова умова – при $k_i = k_t \quad c_k = c_{min}$, зменшення прискорення після його початкового значення c_0 .

Кількість поставлених умов визначають порядок степеневих функцій:

$$\begin{aligned} \text{при 5 умовах} \quad a_{kl} &= A_2 \cdot k_l^2 + A_3 \cdot k_l^3 + A_4 \cdot k_l^4 + A_5 \cdot k_l^5 + A_6 \cdot k_l^6; \\ b_{kl} &= 2A_2 \cdot k_l + 3A_3 \cdot k_l^2 + 4A_4 \cdot k_l^3 + 5A_5 \cdot k_l^4 + 6A_6 \cdot k_l^5; \\ c_{kl} &= 2A_2 + 6A_3 \cdot k_l + 12A_4 \cdot k_l^2 + 20A_5 \cdot k_l^3 + 30A_6 \cdot k_l^4; \end{aligned}$$

при 6 умовах

$$a_{kl} = A_2 \cdot k_l^2 + A_3 \cdot k_l^3 + A_4 \cdot k_l^4 + A_5 \cdot k_l^5 + A_6 \cdot k_l^6 + A_7 \cdot k_l^7;$$

$$b_{kl} = 2A_2 \cdot k_l + 3A_3 \cdot k_l^2 + 4A_4 \cdot k_l^3 + 5A_5 \cdot k_l^4 + 6A_6 \cdot k_l^5 + 7A_7 \cdot k_l^6;$$

$$c_{kl} = 2A_2 \cdot k_l + 6A_3 \cdot k_l + 12A_4 \cdot k_l^2 + 20A_5 \cdot k_l^3 + 30A_6 \cdot k_l^4 + 42A_7 \cdot k_l^5;$$

Друга половину ($k_2 = 0,5 \div 1,0$) визначають як симетричну, дзеркальну.

Значення коефіцієнтів поліноміальних функцій визначають із системи лінійних рівнянь, отриманих за умовами, накладеними на кінематичні характеристики. Система рівнянь вирішується матричним методом.

Кінематичні характеристики руху хреста зі врахуванням пружності ланок визначаються з рішення неоднорідного диференціального рівняння (1)

$$a_{km} = e^{-\Pi k} (G_1 \sin(\nu_1 k) + G_2 \cos(\nu_1 k)) + R_k, \quad (2)$$

де: G_1, G_2 – довільні сталі інтегрування, R_k – його часткове рішення і відповідних першої і другої похідних

$$b_{km} = -e^{-\Pi k} [(G_1 \Pi + G_2 \nu_1) \sin(\nu_1 k) + (G_1 \nu_1 + G_2 \Pi) \cos(\nu_1 k)] + \dot{R}_k; \quad (3)$$

$$c_{km} = e^{-\Pi k} [(G_1 (\Pi^2 - \nu^2) + 2G_2 \Pi \nu_1) \sin(\nu_1 k) + (G_2 (\Pi^2 - \nu^2) - 2G_1 \Pi \nu_1) \cos(\nu_1 k)] + \ddot{R}_k. \quad (4)$$

Довільні сталі інтегрування визначаються із початкових умов руху мальтійського хреста (при $k = 0$, $a_{km} = 0$ і $b_{km} = 0$). Тоді з рівняння (2) – $G_2 = -B_0$ а з рівняння (3) – $G_1 = \frac{-B_1 + \Pi B_0}{\nu}$.

Часткове рішення R_k аналогічно функції збудження приймається також у формі степеневої, поліноміальної функції

$$R_k = B_0 + B_1 \cdot k + B_2 \cdot k^2 + B_3 \cdot k^3 + B_4 \cdot k^4 + B_5 \cdot k^5 + B_6 \cdot k^6;$$

$$\dot{R}_k = B_1 + 2B_2 \cdot k + 3B_3 \cdot k^2 + 4B_4 \cdot k^3 + 5B_5 \cdot k^4 + 6B_6 \cdot k^5;$$

$$\ddot{R}_k = 2B_2 + 6B_3 \cdot k + 12B_4 \cdot k^2 + 20B_5 \cdot k^3 + 30B_6 \cdot k^4;$$

При цьому коефіцієнти $B_0 - B_6$ визначають із умови прирівнювання їх до коефіцієнтів $A_2 - A_6$ при однакових степенях k .

Аналіз динаміки руху хреста у комбінованому мальтійському механізмі виконують за допомогою математичного процесора *Matchcad*. Розроблена програма забезпечує встановлення і відповідну зміну необхідних геометричних параметрів механізму. Встановлена величина необхідного фазового кута робочого ходу хреста $\varphi_{\Sigma k}$ визначає основний геометричний параметр повнообертового кулісного контура $\lambda = a/r$ (рис. 2) [3]

$$\lambda = \frac{\sin(\pi - (0.5\varphi_{\Sigma m} + (\pi - 0.5\varphi_{\Sigma k})))}{\sin(0.5\varphi_{\Sigma m})},$$

де $\varphi_{\Sigma m}$ – кут робочого (з поворотом хреста) повороту кривошипа у звичайному мальтійському механізмі. Змінюються також інші характеристики процесу – кількість пазів – Z_n , критерій частотної подібності – ν , критерій демпфування – P . Таким чином забезпечується кількісний і якісний аналіз у чисельній і графічній формі отриманих кінематичних характеристик і відповідних коефіцієнтів динамічності.

На рис. 3 графік показано одиничні діаграми пришвидшень з урахуванням (C_{km}) та без врахування (C_k) пружності, для комбінованого шестишарового мальтійського механізму при $\lambda = 0.5$.

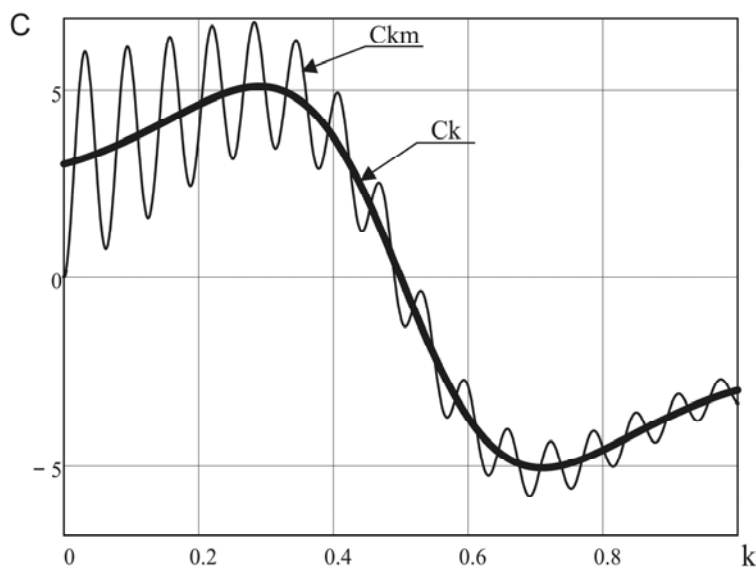


Рис. 3. Одиничні діаграми пришвидшень з урахуванням (C_{km}) та без врахування (C_k) пружності

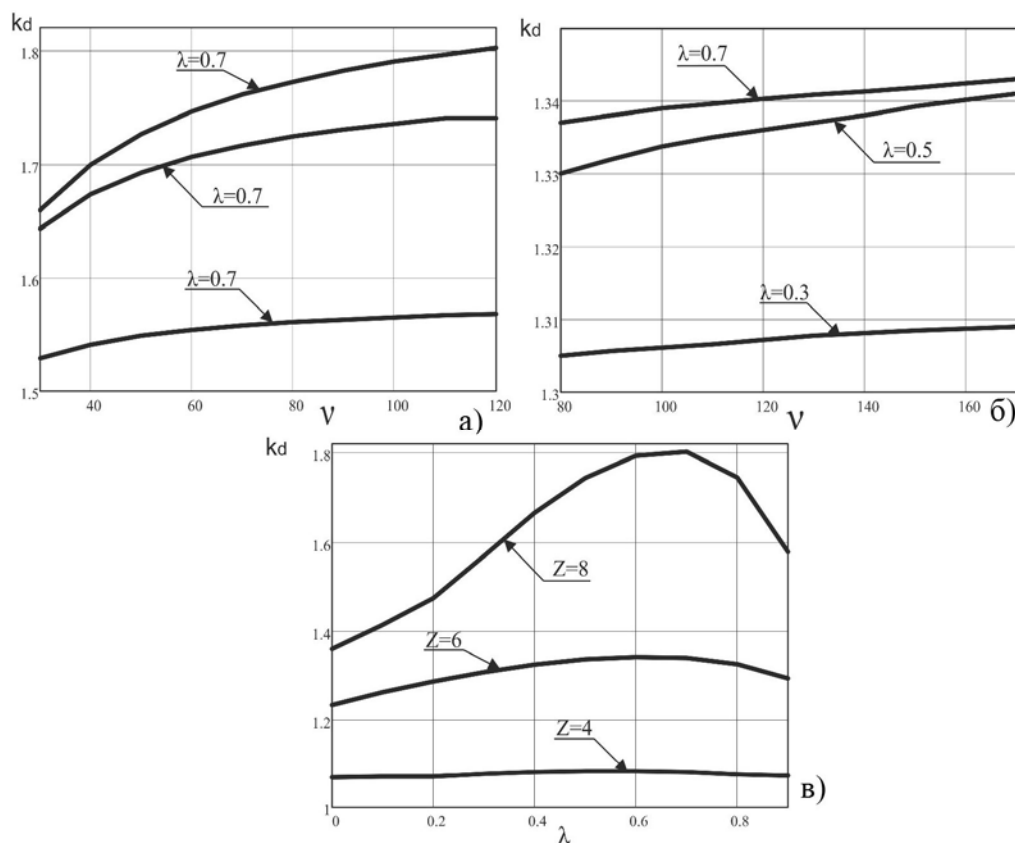


Рис. 4. Залежність коефіцієнта динамічності: від критерію частотної подібності 8-шарового (а); 6-шарового (б); від базовідстані (в)

З наведених залежностей коефіцієнта динамічності від критерію частотної подібності для комбінованого мальтійського механізму з кривошипно кулісним приводом при $\Pi=2$ рис. 4 (а, б) видно, що зі збільшенням критерію частотної подібності збільшується коефіцієнт динамічності.

На рис. 4 (в) показано графік залежності коефіцієнта динамічності від базовідстані, де видно, що зі збільшенням базовідстані коефіцієнт динамічності спочатку зростає, а досягнувши певного значення починає зменшуватися.

Висновки. Результатом виконаних досліджень впливу критерію частотної подібності та базовідстані, для комбінованого мальтійського механізму з кривошипно-кулісним приводом на коефіцієнт динамічності показали, що зі збільшенням критерію частотної подібності зростає коефіцієнт динамічності, а зі збільшенням базовідстані спочатку зростає коефіцієнт динамічності, а потім зменшується.

Література

1. **Полюдов О.М.** Механика полиграфических автоматов. – К.: УМК ВО, 1991. – 236 с.
2. **Полюдов О.М., Кузнецов В.О.** Аналіз динаміки механізмів мальтійського хреста на персональному комп'ютері// Комп'ютерні технології друкарства. – Львів: УАД. – 2005, вип. 13. – С. 26-29.
3. **Полюдов О.М., Кадык Н.М.** Кінематика механізму мальтійського хреста з кривошипно кулісним приводом// Наукові записки УАД. – Львів: УАД. – 2008, вип 13. – С. 45-48.
4. **Саввин Э.А.** Синтез законов движения инерционных кулачковых механизмов с учетом упругости звеньев ведомой системы: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Львов, 1967. 16 с.
5. **Тир К.В.** Механика полиграфических автоматов. – М.: Книга, 1965. – 236 с.
6. **Фишин М.Е.** Механизмы периодического поворота в полиграфических машинах. – М.: Книга, 1973. – 326 с.