

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОГО ЗРІВНОВАЖЕННЯ ВИХІДНОГО Й УДОСКОНАЛЕНОГО КОРБО-ПОКОВЗНЕВОГО МЕХАНІЗМУ

© Пасіка В. Р., 2017

Зіставлено результати динамічного зрівноваження незрівноваженої маси поковзня у вихідному і удосконаленому корбо-поковзневому механізмі. Показано, що в удосконаленому корбо-поковзневому механізмі можливо повністю зрівноважити масу поковзня. Це зменшить потужність приводу, нерівномірність руху і тиск корби на опору.

Ключові слова: корбо-поковзневий механізм, корба змінної довжини, закон періодичного руху, кінетостатичний аналіз.

V. Pasika

COMPARATIVE ANALYSIS OF DYNAMICAL BALANCING OF OUTPUT AND IMPROVED SLIDER-CRANK MECHANISMS

Comparison of the results of dynamic balancing nezrivnovazhenoyi mass moving in on weekends and improved Corbeil-pokovznevomu mechanism. Shown that improved slider-crank mechanism may fully counterbalance weight slider. This will reduce the drive power, uneven motion and force of pressure between the crank and the support.

Keywords: crank mechanism, variable length of crank, law periodic motion, forse analysis.

Вступ. Для зрівноваження важільних механізмів довільної структури необхідно, щоб центр мас механізму під час руху постійно знаходився на стояку (був нерухомим). За рахунок поступального руху повзуна у корбо-поковзневому механізмі (КПМ) такого отримати неможливо. З літературних джерел [1] відомі різноманітні схеми, які дають змогу зрівноважити незрівноважену масу поковзня. Це так звані кососиметричні КПМ, механізми з противагами, з певно-, гідро- чи електрорегулюванням руху поковзня. Недоліком цих механізмів є громіздкість, необхідність додаткового джерела енергії. Оскільки КПМ є головними механізмами багатьох технологічних машин, то питання зрівноваження – це питання підвищення їх продуктивності.

Аналіз стану проблеми та формулювання завдання. Зацікавленість науковців проблемою зрівноваження поступальної маси поковзня у КПМ не зникає зі сторінок журналів і сьогодні – як у нас [2,3], так і за кордоном [4–6].

При цьому застосовують різноманітні методи і структури. Так, у роботі [4] для зрівноваження використовують дві пружини, які одним кінцем кріпляться до пальця кінця корби, другим – до стояка. Одна з них паралельна до напрямної поковзня, друга – перпендикулярна. Проведені дослідження показали, що у такому випадку зменшити величину горизонтальної складової незрівноваженої сили можна на 71 %, а вертикальної – на 92 %.

У роботі [5] зрівноваження механізмів з обертальними і зворотно-поступальними ланками забезпечується додатковими масами, двома рухомими кулачками і пружиною.

У роботі [6] використано не властивий для механіків генетичний алгоритм, за допомогою якого інерційні навантаження зведені до мінімуму. Декларується про отримання кращих результатів порівняно з існуючими.

У результаті огляду зарубіжних джерел можна стверджувати, що повністю або в рази зменшити інерційне навантаження не вдається.

У роботах [2,3] показано, що незрівноважену масу поковзця можна звести до нуля за допомогою нерухомого кулачка і пружин, які підпружинюють поковзень паралельно до його ходу. Ахіллесовою п'ятою у такому механізмі є кулачкова пара, яка сприймає інерційне навантаження гонка і передає далі на фундамент. Силкові характеристики таких механізмів сьогодні не досліджують.

У цій праці на прикладі головного механізму (КПМ) двоповерхової колодопильчої рами визначаємо силкові навантаження в кінематичних парах і проводимо порівняльний аналіз зрівноважувального моменту і реакції на корінному валу корби для вихідного і удосконаленого механізмів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Структурну схему комбінованого КПМ із паралельними пружинами наведено на рис. 1. У роботі [3] синтезовано такий профіль нерухомого кулачка, за якого рух поковзця 3 відбувається за косинусоїдним законом. У такому разі залежність пришвидшення від переміщення поковзця є лінійною. До того ж сила інерції поковзця і сила пружності пружин завжди знаходяться у протифазі, що і забезпечує повне зрівноваження маси поковзця. Синтезований в роботі [3] профіль кулачка з великою ймовірністю є колом, центр O якого зміщений від осі обертання корби ліворуч на величину $a = 0,0365 \cdot S$, а діаметр дорівнює ходу S (рис. 2).

Спочатку з'ясуємо, наскільки синтезований профіль кулачка забезпечує косинусоїдний закон руху поковзця 3. Для цього визначаємо за рис. 2 радіус-вектор кулачка

$$r = -a \cos(j_1) + \sqrt{l_1^2 - [a \sin(j_1)]^2}, \quad (1)$$

де l_1 – початкова довжина корби.

За результатами робіт [7, 8] визначаємо кінематичні характеристики поковзця 3:

$$s = l_1 + l_2 - r \cos(j_1) - l_{2s} \cos(j_2), \quad a_B = \frac{-a_A \cos(j_1 - j_2) - w_2^2 l_{2s}}{\sin(j_2)}, \quad (2)$$

де l_2 і l_{2s} – початкова і синтезована довжина гонка; $j_2 = \arcsin\left[\frac{-r \sin(j_1)}{l_{2s}}\right]$,

$a_A = w_1^2 \sqrt{r^2 + 4a^2 - 2r \cdot 2a}$, $w_2 = \frac{-v_A \cos(j_1)}{l_{2s} \cos(j_2)}$. Тут $\dot{a} = a \sin(j_1) - \frac{a^2 \sin(j_1) \cos(j_1)}{\sqrt{l_1^2 - [a \sin(j_1)]^2}}$ – перша похідна

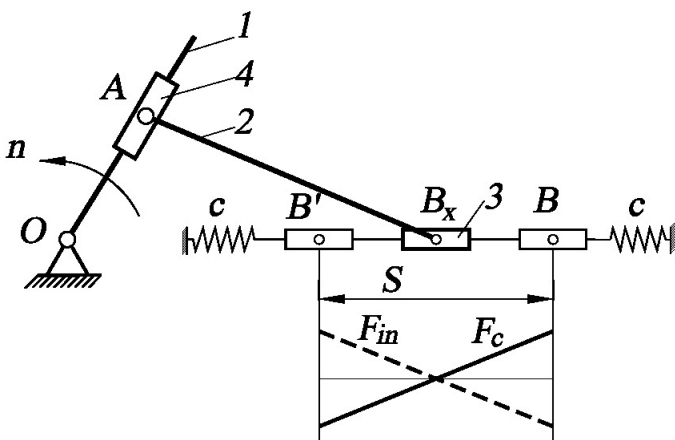


Рис. 1. Структурна схема комбінованого КПМ з паралельними пружинами

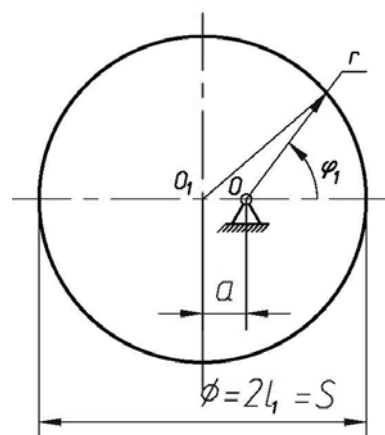


Рис. 2. До визначення радіус-вектора кулачка

за кутом повороту корби, $\mathcal{K} = a \cos(j_1) - \frac{a^2 \cos(2j_1) [l_1^2 - a^2 \sin(j_1)^2] + 0,25a^4 \sin(2j_1)^2}{[l_1^2 - a^2 \sin(j_1)^2]^{1,5}}$ – друга

похідна, $v_A = w_1 \sqrt{r^2 + \mathcal{K}}$.

На рис. 3 наведено відносну похибку між синтезованим пришвидшенням поковзця a_B , отриманим за (2) і вихідним косинусоїдним законом. Як бачимо, похибка не перевищує одного відсотка, що вказує на коректність проведеного синтезу та аналізу.

Отже, радіус-вектор нерухомого кулачка, який обчислюємо за (1), забезпечує косинусоїдний ЗПР поковзця 3.

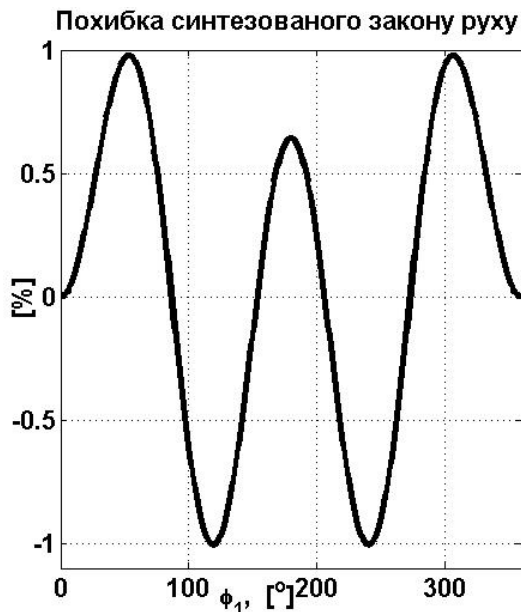


Рис. 3. Відносна похибка між синтезованим законом руху поковзця і вихідним косинусоїдним

Реакція між гонком і поковзцем 2

$$R_{24} = \sqrt{x_{24}^2 + y_{24}^2},$$

$$a_{24} = \text{atan}(y_{24} / x_{24}), \quad (3)$$

$$x_{24} = -\Sigma F_{x_b} - |R_{30}| \cos(a_{30}), \quad y_{24} = -\Sigma F_{y_b} - |R_{30}| \sin(a_{30}),$$

$$\Sigma F_{x_b} = F_{S_2} \cos(a_{S_2}) + F_{S_3} \cos(a_{S_3}) - F_C,$$

$$\Sigma F_{y_b} = F_{S_2} \sin(a_{S_2}) - G_2 - G_3 + F_{S_3} \sin(a_{S_3}).$$

На рис. 4 наведено схему навантаження тягової ланки (куліси 1) з кулісним каменем 4 до якого шарнірно приєднаний ролик. Останній обкочує нерухомий кулачок 0.

Розглянемо кінетостатичну рівновагу блока кулісного каменя з роликом. Невідомі реакції R_{41} і R_{40} визначаємо з векторного рівняння

$$\vec{R}_{42} + \vec{R}_{41} + \vec{R}_{40} = 0,$$

де R_{41} – реакція, яка діє на кулісний камінь 4 з боку куліси 1, R_{40} – реакція, яка діє на ролик з боку нерухомого кулачка; $\vec{R}_{42} = -\vec{R}_{24}$ – ця реакція уже визначена (3).

Спроектувавши векторне рівняння на осі координат

$x_1 A y_1$, отримуємо систему алгебраїчних рівнянь відносно невідомих реакцій:

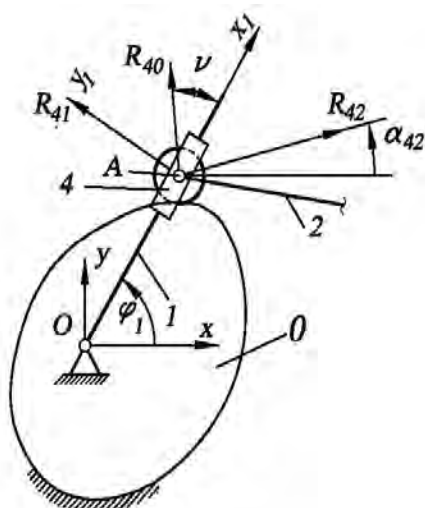


Рис. 4. Схема навантаження тягової ланки з кулісним каменем 4

$$R_{40} = -R_{42} \cos(j_1 - a_{42}) / \cos(n),$$

$$R_{41} = R_{42} \sin(j_1 - a_{42}) - R_{40} \sin(n),$$

де $n = \arctan \frac{r}{r}$ – кут тиску в кулачковій парі (рис. 5).

Кут нахилу реакції до осі абсцис нерухомої системи координат xOy дорівнює $a_{41} = j_1 + \frac{p}{2} \text{sign}(R_{41})$.

Зрівноважуючий момент $M_{зп}$ і реакцію R_{10} в опорі O визначаємо за умовою кінетостатичної рівноваги куліси 1:

$$M_{зп} = R_{14} \cdot r, \quad R_{10} = \sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2}, \quad (4)$$

де $R_{14} = -R_{41}$, $x_{10} = -F_{S_1} \cos(j_1) - R_{14} \cos(a_{14})$, $y_{10} = G_1 - F_{S_1} \sin(j_1) - R_{14} \sin(a_{14})$. Тут G_1 – сила тяжіння куліси, $F_{S_1} = m_1 w_1^2 l_{OS_1}$ – сила інерції куліси.

Коректність проведених досліджень перевіримо, обчисливши зрівноважений момент методом балансу потужностей

$$M_{зп6} = \frac{1}{w_1} \left[G_2 v_{S_2} \sin(g_{S_2}) - F_{S_2} v_{S_2} \cos(a_{S_2} - g_{S_2}) + G_3 v_B \sin(g_B) - F_{S_3} v_B \cos(a_{S_3} - g_B) + e_2 I_{S_2} + F_C v_B \right], \quad (5)$$

де $g_{S_2} = \frac{v_A \cos(g_A) - w_2 l_{AS_2} \sin(j_2)}{v_A \sin(g_A) + w_2 l_{AS_2} \cos(j_2)}$ і $v_{S_2} = \frac{v_A \cos(g_A) - w_2 l_{AS_2} \sin(j_2)}{\cos(j_2)}$ – кут нахилу і модуль

вектора швидкості точки S_2 , $v_B = \frac{v_A \cos(j_2 - g_A)}{\cos(j_2)}$ і $g_B = \frac{p}{2} [1 - \text{sign}(v_B)]$ – швидкість і кут нахилу

вектора швидкості поковзня B , $e_2 = \frac{a \sin(j_1) + w_2^2 l_{AS_2} \sin(j_2)}{l_2 \cos(j_2)}$ – кутове пришвидження гонка.

Наведені вище аналітичні кінематичні залежності визначаємо за [8].

Порівняльний аналіз проведемо для головного механізму двоповерхової колодопильчої рами типу 2Р63-1(2) із такими характеристиками:

$$n_k = 320 \text{ хв}^{-1}, \quad l_1 = 0,3 \text{ м}, \quad l_2 = 2 \text{ м},$$

$$m_{ш} = 150 \text{ кг}, \quad m_{п} = 600 \text{ кг}, \quad I_{S_2} = 0,5 \text{ кгм}^2.$$

За результатами проведеного синтезу отримано синтезовану довжину гонка $l_{2s} = 2,0219 \text{ м}$. Ця довжина гонка і круг як профіль нерухомого кулачка забезпечують косинусоїдний закон руху поковзня 3, з яким жорстко з'єднана пилкова рамка.

На рис. 6, а наведено зміну зрівноважуючого моменту на валу корби для двох механізмів протягом одного циклу. Як бачимо, амплітуда коливань суттєво зменшилась, і для чотирьох екстремумів зрівноважуючого моменту коефіцієнт динамічності становить $n_d = [6,2 \ 7,55 \ 8,13 \ 6,42]$. Якщо взяти відношення за модулем середніх значень, то “середній” коефіцієнт динамічності $k_d = 6,77$. Можна стверджувати, що нерівномірність руху головного вала в удосконаленому механізмі буде значно меншою. Зменшиться в рази і потужність приводу. Однак про величину зменшення можна буде з впевненістю говорити лише після проведення динамічного синтезу і визначення закону руху корби з приводом від електродвигуна.

Кут тиску теоретичного профілю кулачка

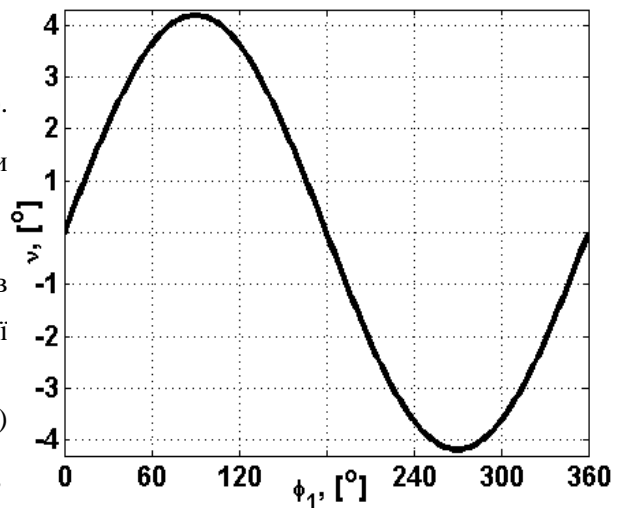
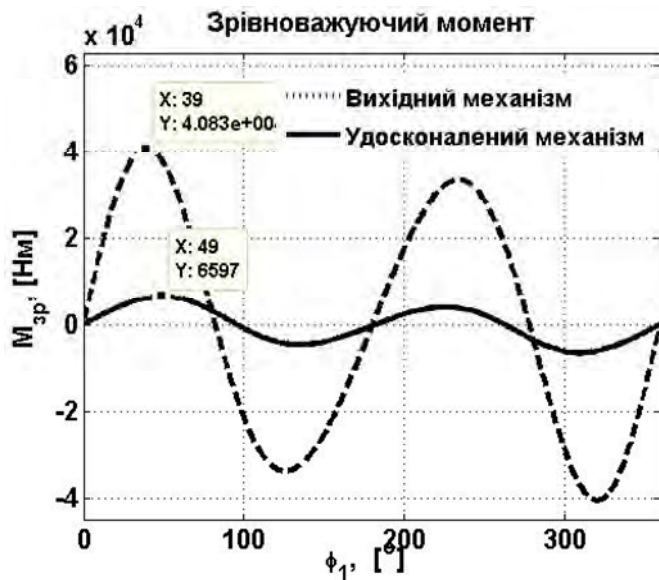
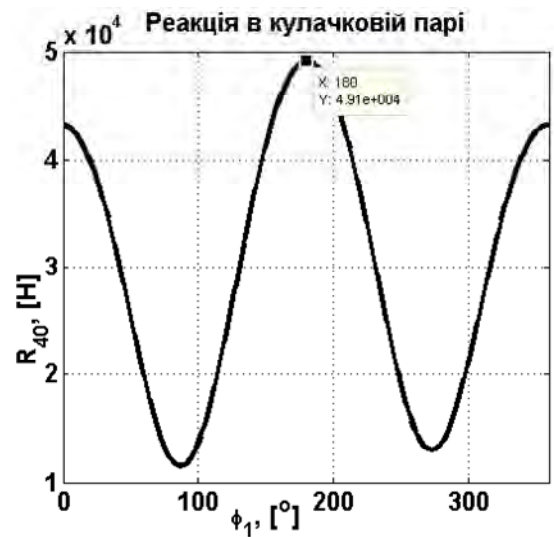


Рис. 5. Кут тиску в кулачковій парі

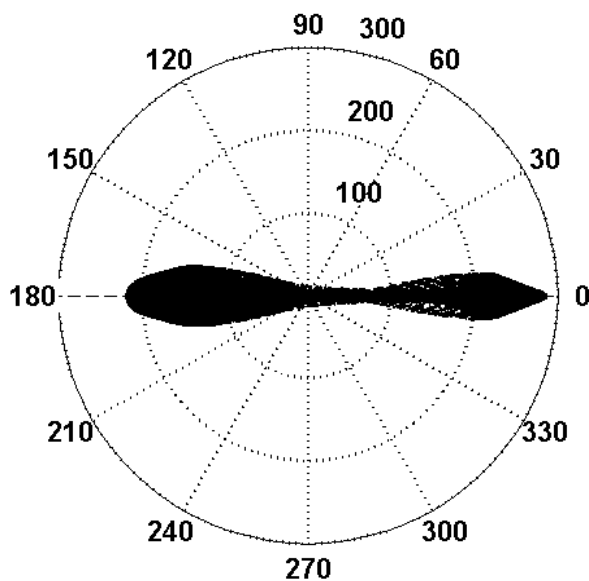


a

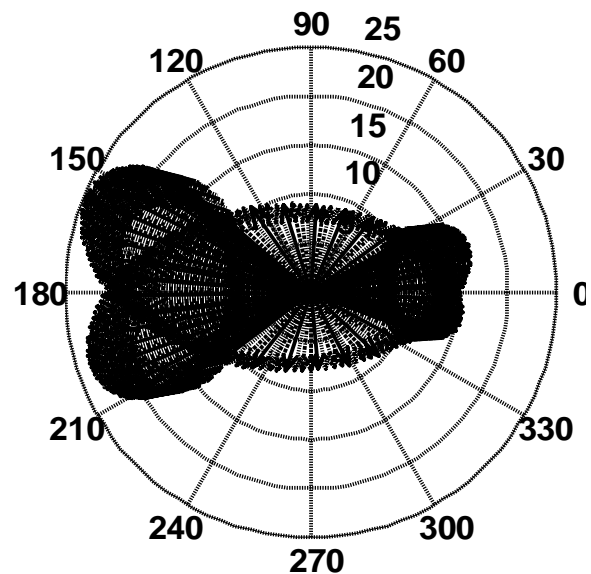


б

Рис. 6. а – порівняння зрівноважуючих моментів;
б – реакція в кулачковій парі



a



б

Рис. 7. Годограф реакції в опорі O [кН]: а – у відомому механізмі;
б – в удосконаленому механізмі

Реакцію, яка передається на кулачок від ролика, наведено на рис. 6, б. Ця сила діє як в опорі O , так і в пальці A . На перший погляд це значна сила (досягає майже 5 тс). Проте попередні консультації зі спеціалістами у сфері конструювання кулачкових механізмів показують, що при синтезованих розмірах кулачка існує реальна можливість сконструювати працездатну кулачкову пару із отриманим навантаженням.

Годограф реакції в опорі O наведено на рис. 7. Очевидно, що в удосконаленому механізмі максимальна реакція в ~ 12 разів менша, ніж у відомому. Це позитивний момент, оскільки зменшується маса фундаменту, звукове навантаження на довкілля.

Основний негативний вплив спричиняє сила інерції маси гонка, яка за один цикл має три екстремуми і змінюється в границях 25–54 кН.

Висновки. Уведення в корбо-поковзневий механізм механічної зрівноважувальної системи уможливило:

- зменшити середній коефіцієнт динамічності у 6,77 разу, що призведе до суттєвого зменшення потужність приводу;
- зменшити силу тиску корби на фундамент і тим самим зменшити масо-габаритні розміри як фундаменту так і корби;
- зменшити вібраційно-акустичний вплив на довкілля.

1. Щепетильников В. А. Уравновешивание механизмов. – М.: Машиностроение, 1982. –256 с.
2. Пасіка В. Р. Удосконалення головного механізму лісопилних рам / В.Р.Пасіка // Науковий вісник. – Львів: НЛТУ, 2013. – Вип. 23.04. –С. 114–119.
3. Пасіка В. Р. Динамічне зрівноваження маси поковзня у корбо-поковзневому механізмі / В. Р. Пасіка, Є. В. Харченко, Н. О. Гембара // Матеріали Всеукраїнської н/т конференції “Механіка машин – основна складова прикладної механіки”. – Дніпро-2017, 11–13 квітня, частина 1. – С. 142–144.
4. Doru Groza1, Csaba Antonya. Dynamically spring balanced slider-crank mechanism for reciprocating machines. *International Journal of Mechanical Engineering (SSRG-IJME)* – volume 2 Issue 6–June 2015, p. 48–52.
5. Vigen Arakelian, Sébastien Briot. Simultaneous inertia force/moment balancing and torque compensation of slider-crank mechanisms. *Mechanics Research Communications*. – Vol. 37, Issue 2, March 2010, p. 265–269.
6. Kailash Chaudhary, Himanshu Chaudhary. Optimum Balancing of Slider-crank Mechanism Using Equipomental System of Point-masses. *Procedia Technology*. – Vol. 14, 2014, p. 35–42.
7. Пасіка В. Р. Кінематика кривошипів змінної довжини / В. Р. Пасіка // Наукові записки УАД. –2002. – Вип. 5. – С. 22–25.
8. Пасіка В. Р. Кінематика важільних механізмів з групами Ассура I і II видів / В. Р. Пасіка // Наукові записки. – 2001. – Вип. 3. – С. 12–16.
9. Пасіка В. Р. Аналітичний метод планів у кінестатичному аналізі важільних механізмів II класу / В. Р. Пасіка // Поліграфія і видавнича справа. – 2002. – № 38. – С. 43–62.