

УДК 621.01

В.О.Кузнецов

**ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ
У КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИХ
МЕХАНІЗМАХ**

Кривошипно-повзунні механізми (КПМ) у поліграфічних машинах-автоматах часто використовуються для приводу виконавчих ланок значної маси (каретки з інструментами для обробки, плити пресів), що рухаються реверсивно. Максимальні навантаження в таких системах визначаються силами інерції або найбільшими прискореннями руху цих мас. З цього випливає, що завдання зниження максимальних прискорень у КПМ є актуальним і може сприяти зменшенню динамічних навантажень, збільшенню довготривалості і надійності роботи машин-автоматів. А при умові збереження рівня навантаження створюється можливість підвищення швидкостей роботи машин.

Найчастіше використовується простий чотириланковий КПМ другого класу КПМ-4/2 (на рис.1 ланки O_2C — кривошип, CD — шатун, відносна довжина шатуна $\lambda_5 = CD/O_2C$, відносна величина зміщення $\lambda_6 = e/O_2C$).

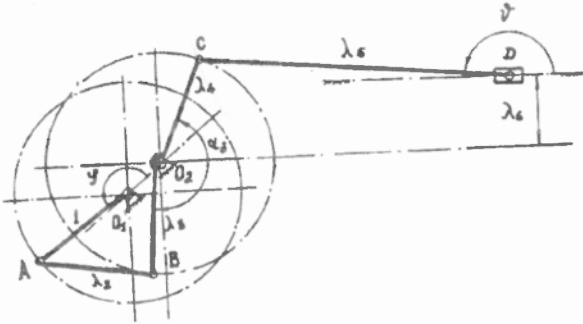


Рис. 1. Схема комбінованого кривошипно-повзунного механізму КПМ-6/2.

Відомо [3], [4], що в такому механізмі найбільші значення додатних прискорень C^+ завжди більші за максимальні від'ємні C^- . Співвідношення їх при довжині шатуна $\lambda_5 = 3,0 - 5,0$ відповідно $K_c = C^+/C^- = 1,96 - 1,506$. Таким чином, максимальні динамічні навантаження завжди визначаються найбільшими додатними значеннями прискорень. Зменшити максимальні прискорення можна за рахунок збільшення відносної довжини шатуна λ_5 . При цьому зменшуються як додатні, так і від'ємні значення прискорень. Але із збільшенням λ_5 шатуна зростають габарити механізму. Тому реальні значення величин обмежені практично $\lambda_5 = 3,0 - 5,0$. Збільшення λ_5 у цих межах дає зниження прискорень від $C^+ = 6,575$ до $C^+ = 5,915$, тобто на 10%; габарити при цьому зростають на 40%. Отже, зміна геометричних параметрів КПМ-4/2 в реальних межах мало впливає на зменшення максимальних прискорень.

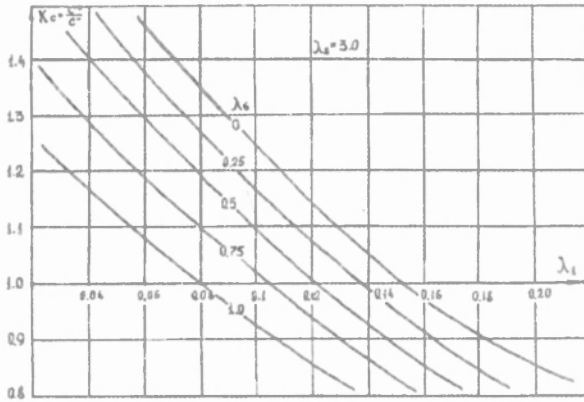
Зменшення динамічних навантажень у КПМ-4/2 можна досягти використанням зрівноважувальних пристроїв [1], [2]. Однак їх застосування утруднюється несиметричністю кінематичної характеристики прискорень і

нелінійністю залежності $C = \ddot{x}(s)$ — прискорень від переміщення повзуна. Незрівноважені моменти залишаються значними, пристрої діють тільки при певних швидкісних режимах. Зниження навантажень складає не більше 18—20%.

У даному випадку зменшення динамічних навантажень в КПМ отримується більш простим способом — за рахунок руху кривошипа КПМ з нерівномірною швидкістю. Для цього можна використати некрутлі зубчасті колеса, механізм з повнообетровою кулісою, двокривошипний чотириланковик, який не має кінематичних пар ковзання і відзначається простотою виготовлення. З'єднання його з КПМ-4/2 веде до утворення шестиланкового КПМ другого класу — КПМ-6/2 (рис.1). Ведучий кривошип тут $O_1A = r = 1$. Відносні геометричні параметри двокривошипного чотириланковика — відносна довжина базовідстані $\lambda_1 = O_1O_2/O_1A$, відносна довжина шатуна $\lambda_2 = AB/O_1A$, відносна довжина другого кривошипа $\lambda_3 = O_2B/O_1A$, відносна довжина поводка другого кривошипа (колишній кривошип КПМ-4/2) $\lambda_4 = O_2C/O_1A$, α_3 — кут між ланками λ_4 і λ_3 (у вихідному положенні перед синтезом $\alpha_3 = \pi$), α_6 — кут нахилу бази O_1O_2 відносно лінії руху повзуна.

Дослідження таких механізмів показали (див. рис.2), що при збільшенні бази чотириланковика λ_1 максимальні додатні значення прискорень зменшуються, а максимальні від'ємні зростають. Така взаємозміна при деяких значеннях λ_1 приводить до їх рівності, тобто $C^+ = C^-$, або, відповідно, $K_c = C^+/C^- = 1,0$. Максимальні прискорення при цьому як C^+ , так і C^- стають значно нижчими, ніж у звичайному КПМ-4/2 при тих самих значеннях параметрів шатуна λ_5 і ексцентриситету λ_6 . Незмінність довжини шатуна і ексцентриситету механізму КПМ-4/2, що входить у повний комбінований механізм КПМ-6/2, спрощує модернізацію існуючих КПМ-4/2.

Визначення величини геометричного параметра λ_1 механізму з мінімальними прискореннями досягається знаходженням точки перетину залежності $K_c = f(\lambda_1)$ з лінією $K_c = 1$. Значення екстремумів C^+ і C^- визначаються за допомогою ЕОМ числовим методом. Характерні залежності $K_c = f(\lambda_1)$ наведені на рис.2. Очевидно, що для будь-яких значень λ_5 і λ_6 завжди знайдеться таке λ_1 , при якому $K_c = 1$. В механізмах КПМ-6/2, синтезованих за вказаною методикою,

Рис. 2. Залежності $K_c = f(\lambda_1)$.

прискорення знижуються при $\lambda_5 = 3,0$ (з $C = 6,6$ до $C = 5,0$) на 24%, при $\lambda_5 = 5,0$ (з $C = 6,0$ до $C = 4,8$) на 20%. При збереженні рівня навантаження швидкість може збільшитись на 12–15%. Максимальні значення кінетичної потужності в синтезованих механізмах, навпаки, зростають на 6–15%. Це явище пов'язане з несиметричністю кінематичних функцій, яка виникає з параметром λ_1 . Асиметрія веде до відносного збільшення швидкостей і прискорень у період скороченого зворотного ходу і, відповідно, до зростання екстремумів кінетичної потужності.

Отже, найбільшого зниження динамічних навантажень слід чекати від механізмів із симетричними кінематичними діаграмами. У даному випадку на пошук потрібних геометричних параметрів накладаються дві умови: рівність максимальних значень прискорень, тобто $K_c = 1$, і додатково симетрія кінематичної діаграми, або $K_\varphi = \varphi_{\text{пх}} / \varphi_{\text{зх}} = 1$. Подібна задача вирішується за допомогою ЕОМ. Складена програма забезпечує автоматизований синтез механізмів типу КПМ-6/2 з мінімальними прискореннями і симетричною діаграмою. Як початкові дані в програму вводяться значення параметрів λ_1 , λ_6 , α_3 , α_6 , точність пошуку екстремумів прискорень і точність досягнення значень $K_c=1$ і $K_\varphi=1$.

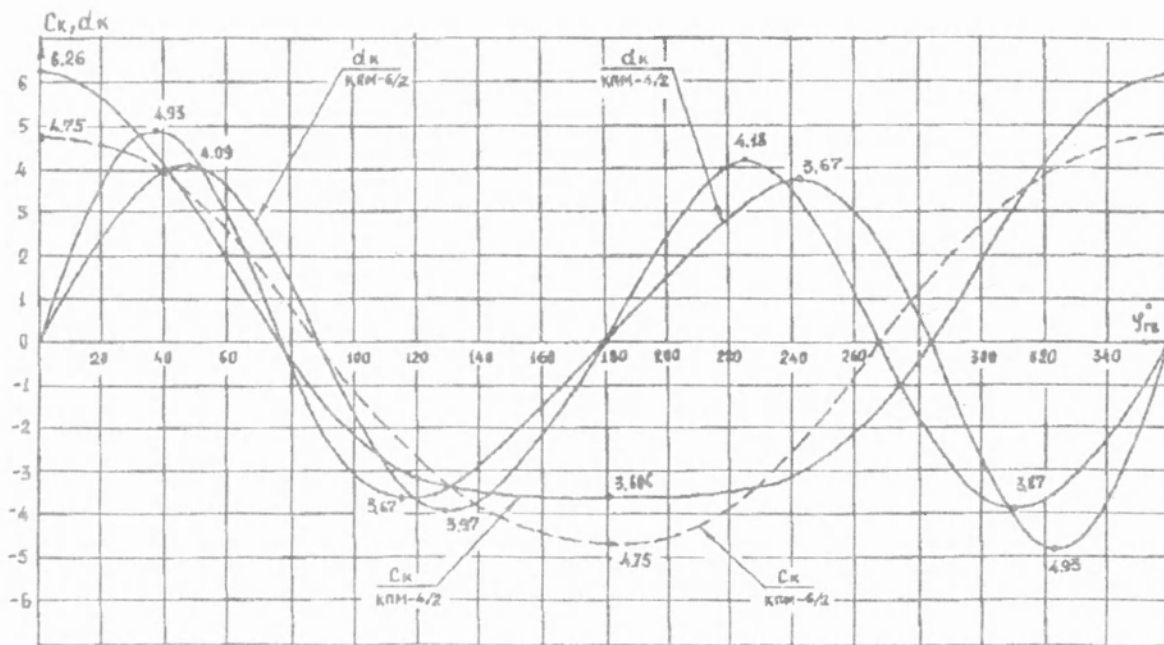


Рис. 3. Кінематичні характеристики механізмів КПМ-4/2 і синтезованого КПМ-6/2.

У синтезованому за допомогою ЕОМ механізмі (кінематичні діаграми для відповідних КПМ-4/2 і КПМ-6/2 наведені на рис.3) досягнуто зниження динамічних навантажень на 24%. При фіксованому рівні навантажень можливе підвищення швидкості роботи машини на 14,8%.

Максимальні значення кінетичної потужності зменшились на 16,9%. Одночасно зменшились крутні моменти на валу кривошипа.

Синтезовані механізми КПМ-6/2 з низькими значеннями динамічних навантажень рекомендуються для застосування у поліграфічних машинах-автоматах при модернізації чи проектуванні нових машин.

1. Кожевников С.Н., Климовский Б.М., Ткаченко А.С. Способ уравнивания сил инерции возвратно-поступательно перемещающихся масс// Труды Днепропетровского ин-та черн. мет. "Модернизация и автоматизация оборудования трубопрокатных станов". 1965. Т.20. 2. Кожевников С.Н., Ткаченко А.С., Черевик Ю.И. Динамика главного привода стана холодной прокатки труб, оснащенного пневматическим уравновешивающим устройством// Теория механизмов и машин. 1968. Вып.5, изд. 14. 3. Кузнецов В.О. Карта класифікації кривошипно-повзунних механізмів другого класу за максимальним значенням швидкостей і прискорень // Поліграфія і видавнича справа. 1973. №9. 4. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов. М., 1965.

Стаття надійшла до редколегії 24.01.97