

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ БЕЗПАУЗНИХ ЗРІВНОВАЖУЮЧИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ІНЕРЦІЙНИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ

В результаті передачі циклічно змінних знакозмінних надлишкових крутних моментів перевантажуються всі механізми, що передають пульсуючу потужність від виконавчих механізмів до маховика та в зворотному порядку: виникають співударі контактуючих поверхонь кінематичних пар і посилюється шум в передачах; прогресивно зростають знос поверхонь та «гра» ведених ланок; виникають значні періодичні знакозмінні торсійні пружні деформації валів і т. д. Перелічені негативні явища нерідко лімітують дальше підвищення продуктивності циклових машин-автоматів.

З метою локалізації впливу виникаючих надлишкових сил застосовуються зрівноважуючі кулачкові механізми (ЗКМ), завданням яких є створення на головному валі крутних моментів, в кожній фазі циклу рівних надлишковим крутним моментам, але протилежних їм за знаком.

На кафедрі поліграфічних машин Українського поліграфічного інституту ім. Івана Федорова накопичено певний досвід аналітичних і експериментальних досліджень ЗКМ [1—4].

Встановлено, що при одночасному застосуванні ЗКМ з силовим та інерційним навантажувачами можна забезпечити, незалежно від швидкісного режиму роботи, повне зрівноважування надлишкових крутних моментів на головному валі. Навантаження провідних пристроїв залишаються при цьому стабільними та однозначними, зменшеними в декілька разів, що, безумовно, покращує всі показники роботи машини.

Розрахунок ЗКМ з інерційним навантажувачем для зрівноважування надлишкових інерційних навантажень виконавчих кулачкових механізмів (ВКМ) має специфічні особливості, про що свідчать аналітичні дослідження, які наводяться нижче.

На рисунку зображені кінематичні та кінетичні діаграми ВКМ і ЗКМ: a — перемішень; b — швидкостей; v — прискорень і z — кінетичної потужності, яка визначає збудження кінетичних крутних моментів на ведучому валі системи при різних законах періодичного безпаузного руху ведених ланок як ВКМ, так і ЗКМ.

Як видно з розгляду наведених діаграм, отримання потрібної повної дзеркальності діаграм $d_k(K)$, що виражають в інваріантній формі зміни кінетичних крутних моментів (від сил інерції) на ведучому валі від ВКМ і ЗКМ, вимагає відносного зміщення початку циклу віддалення для ЗКМ на половину однозначного циклу віддалення для ВКМ.

У фазі розбігу інерційні ведені маси ВКМ накопляють кінетичну енергію, а інерційні ведені маси ЗКМ, знаходячись в цей період в фазі вибігу, відповідно, віддають раніше накопичену енергію. При цьому є певні узагальнені умови для значень позиційних інваріантів подібності

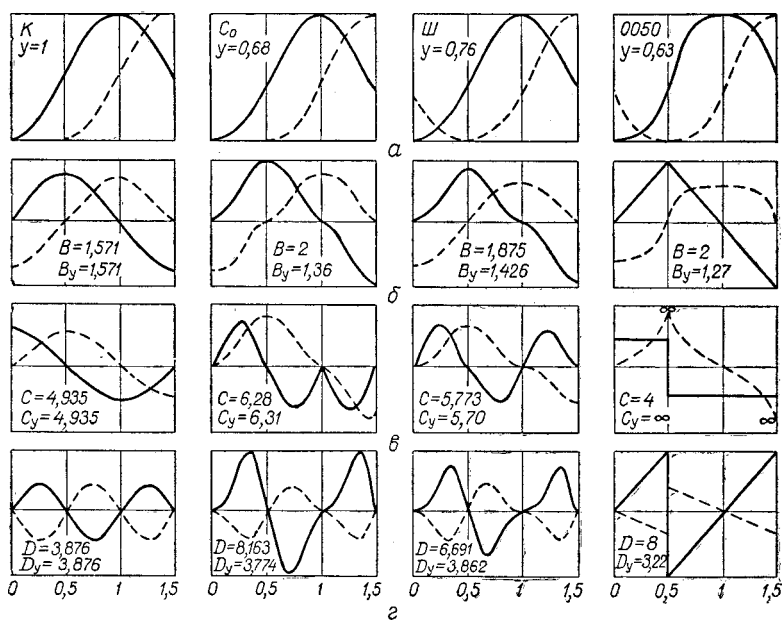


Рис. Кінематичні та кінетичні діаграми виконавчих та зрівноважуючих кулачкових механізмів при безпаузному русі ведених ланок: а — переміщення; б — швидкостей; в — прискорень; г — кінетичної потужності. (Суцільна лінія для ВКМ, пунктирна — для ЗКМ).

переміщень a_k і a_{k3} ведених мас m і m_3 , швидкостей b_k і b_{k3} , прискорень c_k і c_{k3} та кінетичної потужності d_k і d_{k3} (індекс «з» для ЗКМ), а також для їх екстремальних значень B і B_3 , C і C_3 , D і D_3 , що вказані в таблиці.

Таблиця відповідностей критеріальних величин для зрівноважуючого та виконавчого кулачкових механізмів

Відносний час	Позиційні інваріанти подібності								
	переміщення		швидкості		прискорення		кінетичної потужності		
	a_k	a_{k3}	b_k	b_{k3}	c_k	c_{k3}	d_k	d_{k3}	
0,0	0,0	0,5	0,0	$-B_3$	C	0,0	0,0	$+D$	$-D_3$
0,5	0,5	0,0	B	0,0	0,0	C_3	0,0	$-D$	$+D_3$
1,0	1,0	0,5	0,0	B_3	$-C$	0,0	0,0	$+D$	$-D_3$
1,5	0,5	1,0	$-B$	0,0	0,0	$-C_3$	0,0	$-D$	$+D_3$
2,0	0,0	0,5	0,0	$-B_3$	C	$-0,0$	0,0	0,0	0,0

З умови зрівноважування виходить, що максимальна кінетична енергія ВКМ повинна бути повністю акумульована інерційним навантажувачем ЗКМ, тобто

$$\frac{m \cdot B^2 \cdot S^2}{2T^2} = \frac{m_3 \cdot B_3^2 \cdot S_3^2}{2T^2}, \quad (1)$$

звідки впливає чітко визначена енергетична умова:

$$\frac{m \cdot S^2}{m_3 \cdot S_3^2} = \left(\frac{B_3}{B}\right)^2 = Y^2, \quad (2)$$

де S і S_3 — хід навантажувача ВКМ і ЗКМ, а $Y = \frac{B_3}{B}$.

Величина Y є безрозмірним критеріальним розрахунковим енергетичним параметром ЗКМ з інерційним навантажувачем. При заданому законі руху веденої ланки ВКМ константи B , B_3 і Y мають цілком певні значення.

Отже, на вибір добутку $m_3 \cdot S_3^2$ накладається жорстка умова:

$$m_3 \cdot S_3^2 = \left(\frac{B}{B_3}\right) \cdot m \cdot S^2 = \frac{m \cdot S^2}{Y^2}. \quad (3)$$

Відповідно виразиться співвідношення моментів інерції приведених мас при кутовому переміщенні ведених ланок

$$\frac{I}{I_3} = \left(\frac{B_3}{B}\right)^2 = Y^2,$$

яке також є чітко визначеним, незалежно від режиму роботи системи, для кожного конкретного закону періодичного руху ведених мас ВКМ.

В момент початку розбігу веденої маси ВКМ інерційна маса ЗКМ має максимальну швидкість (початок вибігу). Надалі для випадків обертowego руху інерційного тіла будемо користуватись швидкістю та масою приведеними до відповідного радіуса R

$$m_3 = \frac{I_3}{R^2} \quad \text{і} \quad V_3 = \omega_3 \cdot R.$$

Якщо знехтувати втратами на тертя, то для кожної позиції системи від початку віддалення веденої маси ЗКМ можна записати умову зрівноважування кінетичних навантажень на головному валі

$$\frac{m_3 \cdot V_{кз}^2}{2} = \frac{m \cdot V_m^2}{2} - \frac{m \cdot V_k^2}{2}, \quad (4)$$

де $V_{кз}$ береться з врахуванням того, що ЗКМ зсунутий на половину циклу по відношенню до ВКМ.

Вводячи інваріанти подібності швидкостей [1], приводимо рівняння (4) до вигляду:

$$B^2 \cdot m \cdot S^2 - b_k^2 \cdot m \cdot S^2 = b_{кз}^2 \cdot m_3 \cdot S_3^2,$$

звідки позиційний інваріант подібності швидкостей ЗКМ

$$b_{кз} = \pm \sqrt{\frac{m \cdot S^2}{m_3 \cdot S_3^2} \cdot (B^2 - b_k^2)}. \quad (5)$$

Підставляючи в розрахунок $Y^2 = \frac{m \cdot S^2}{m_3 \cdot S_3^2} = \left(\frac{B_3}{B}\right)^2$, запишемо формулу (5) у вигляді $b_{кз} = \pm Y \sqrt{B^2 - b_k^2}$. (6)

Знаки плюс—мінус свідчать про те, що напрям руху зрівноважуючого інерційного диска не має значення.

Диференціюючи (6) по k знайдемо позиційний інваріант подібності прискорень зрівноважуючої маси

$$c_{кз} = \frac{db_{кз}}{dk} = -\frac{B_3}{B} \cdot \frac{b_k \cdot c_k}{\sqrt{B^2 - b_k^2}} = -Y \frac{d_k}{\sqrt{B^2 - b_k^2}}. \quad (7)$$

Знак мінус тут характеризує відповідність знаходження в проти-фазах циклів розбігу та вибігу зрівноважуваних і зрівноважуючих мас при $c_{кз} > 0$, $c_k < 0$ і навпаки.

Помноживши (6) на (7), знаходимо позиційний інваріант кінетичної потужності

$$d_{кз} = -Y^2 \cdot d_k. \quad (8)$$

Знак мінус в цьому випадку свідчить про те, що кінетична потужність ЗКМ дзеркальна по відношенню до кінетичної потужності виконавчого механізму.

Позиційні інваріанти подібності переміщень $a_{кз}$ веденої ланки ЗКМ визначаємо інтегруванням позиційних інваріантів подібностей швидкостей

$$a_{кз} = \int_{0,5}^{0,5+k} b_{кз} \cdot dk = \pm Y \int_{0,5}^{0,5+k} \sqrt{B^2 - b_k^2} dk. \quad (9)$$

Як було вказано вище, характеристика інерційного навантажувача ЗКМ має вигляд

$$m_3 \cdot S_3^2 = I\gamma_3^2 = \frac{m \cdot S^2}{Y^2}. \quad (10)$$

Екстремальні константи для ЗКМ можуть бути представлені в такому вигляді:

а) константа піка швидкості

$$B_3 = Y \cdot B; \quad (11)$$

б) константа піка прискорення

$$C_3 = Y \left| \frac{d_k}{\sqrt{B^2 - b_k^2}} \right|_{\max}; \quad (12)$$

в) константа піка кінетичної потужності

$$D_3 = Y^2 \cdot D. \quad (13)$$

Отже, для розрахунку ЗКМ необхідно визначити величину енергетичного параметра Y . Для цього, крім графічного методу [5], можна використати і аналітичний метод розрахунку.

Аналітичний метод розрахунку енергетичного параметра полягає у використанні таких умов:

$$\text{при } k=0,5 \ a_{кз} = 0; \text{ при } k=1,5 \ a_{кз} = 1. \quad (14)$$

Підставляючи в формулу (9) для визначення позиційних інваріантів подібності переміщень $a_{кз}$ умови (14), визначаємо величину енергетичного параметра. Величина Y визначається окремо для кожного конкретного закону руху веденої ланки виконавчого механізму.

В багатьох випадках для інженерних розрахунків істотне значення має визначення початкового прискорення веденої ланки ЗКМ.

Перетворимо формулу константи піка прискорень для ЗКМ з інерційним навантажувачем (12) до вигляду

$$C_3 = -Y \sqrt{\frac{d_k^2}{\sqrt{B^2 - b_k^2}}}_{\max}$$

Для веденої ланки ЗКМ при $k=0,5 \ b_{0,5}=B$ і $d_{0,5}=0$ (див. таблицю). При підстановці цих значень в останню формулу одержимо невизначеність

вигляду $C_3 = \frac{0}{0}$. Для її розкриття скористуємося правилом Лопітала

$$\lim \frac{d_k^2}{B^2 - b_k^2} = \frac{\frac{d}{dk} (d_k^2)}{\frac{d}{dk} (B^2 - b_k^2)} = \frac{2 d_k (c_n^2 + b_k \cdot j_k)}{2 b_k \cdot c_k} = c_k^2 + b_k \cdot j_k,$$

де

$$d_k = b_k \cdot c_k \quad \text{і} \quad j_k = \frac{dc_k}{dk}.$$

Провівши відповідні перетворення та використовуючи умову (див. таблицю), що при $k=0,5$ $b_{0,5}=B$ і $c_{0,5}=0$, одержимо

$$C_3 = -Y \sqrt{B \cdot j_{0,5}}. \quad (15)$$

Тому що величини Y і B мають цілком певні значення (не рівні нулеві), то з формули (15) видно, що для законів періодичного руху веденої ланки ЗКМ з інерційним навантажувачем початкове прискорення не може дорівнювати нулеві.

Можливість застосування ЗКМ з інерційним навантажувачем залежить від вибору закону руху веденої маси ВКМ.

Нами проведено аналіз для чотирьох законів періодичного руху веденої маси ВКМ з врахуванням застосування ЗКМ з інерційним навантажувачем: діаграма прискорень — косинусоїда (K); діаграма прискорень — синусоїда (C_0); діаграма прискорень — поліном третього ступеня (Π) та постійне прискорення (0050).

Аналіз цих чотирьох законів руху приводить до висновку, що при застосуванні ЗКМ з інерційним навантажувачем при безпаузному русі веденої ланки ВКМ, найбільш доцільним законом за кінематичним і кінетичним критеріями подібності є закон «діаграма прискорень — косинусоїда» (K).

Найменша величина енергетичного параметра Y при законі руху веденої ланки ВКМ — «постійне прискорення» (0050) і дорівнює $Y=0,63$.

Характерним є й те, що при законі руху веденої ланки ВКМ «діаграма прискорень—косинусоїда», закон зміни прискорень інерційного тіла навантажувача ЗКМ також описується косинусоїдою. Значить, в цьому випадку можна використати звичайні таблиці позиційних інваріантів подібності переміщень веденої ланки ВКМ. В інших випадках закон руху веденої ланки ЗКМ відрізняється від закону руху веденої ланки ВКМ і для виготовлення кулачка необхідно попередньо вираховувати позиційні інваріанти подібності переміщень.

На рисунку представлені діаграми переміщень, швидкостей, прискорень і кінетичної потужності для чотирьох досліджених законів руху веденої ланки ВКМ і ЗКМ. З рисунка видно, що закон руху веденої ланки ВКМ «діаграма прискорень — косинусоїда» (K) є сприятливим для використання ЗКМ, а закон руху — «постійне прискорення» (0050) для ВКМ взагалі застосовувати не можна в зв'язку з виникненням ударів в ЗКМ в момент переходу від розбігу веденої ланки ВКМ до вибігу. Прискорення веденої маси ЗКМ при цьому дорівнюють нескінченності.

Діаграми, зображені на рисунку, ілюструють, що до вибору закону руху веденої ланки ВКМ, з метою застосування ЗКМ з інерційним навантажувачем, необхідно відноситись обережно, аналізуючи в кожному конкретному випадку величини Y , C_3 , D_3 .

ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. «Искусство», М., 1965.
2. К. В. Тир. Приближенный аналитический расчет механизмов привода машин-автоматов. Научные записки УПИ, т. XII, Львов, 1958.
3. А. Н. Полюдов, К. В. Тир, Я. И. Чехман. Программное уравнивание избыточных сил в цикловых машинах-автоматах. Сб. «Теория машин-автоматов и пневмоприводов». «Машиностроение», М., 1966.
4. А. Н. Полюдов. Исследование истинной динамики исполнительных и уравнивающих кулачковых механизмов. Автореферат канд. диссертации, Львов, 1964.
5. А. И. Петрук. Проблема повного зрівноважування надлишкових сил в поліграфічних машинах-автоматах. «Поліграфія і видавнича справа», вип. 2, Львів, 1966.
6. А. И. Петрук. Самонастраивающиеся системы уравнивающих кулачковых механизмов. Автореферат диссертации, Львов, 1968.

A. I. PETRUK

ANALYTICAL INVESTIGATIONS OF THE NON-PAUSE MOTION OF THE BALANCING CAM MECHANISMS WITH INERTIA LOADER

Summary

In the paper the analytical research of non-pause balancing cam mechanisms with inertia loader is considered. The principal analytic dependencies for the determination of positional similarity invariants of cinematic and kinetic magnitudes of the inertia body of the balancing cam mechanisms are adduced.

