

## ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ В КОРОМИСЛОВИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМАХ

Стаття завершує опубліковані раніше роботи [3, 4, 5], виконані автором під керівництвом проф. К. В. Тіра, що відображають результати аналітичних досліджень циклових к.к.д., а також методику проведених експериментів на системах з пружинним і кінематичним замиканням кулачкових механізмів.

Експерименти, проведені методом вибігу на спеціальному стенді [4, 5], враховують різноманітні комбінації кінематичних, геометричних параметрів, умов тертя, законів періодичного руху і є результатом обробки великої кількості осцилограм [7], кожна з яких відповідає конкретному механізмові при заданих характеристиках.

Одержана інформація дала змогу побудувати криві вибігу і оцінити експериментальні величини циклових к.к.д.  $\eta_e$  з визначенням константи роботи, дійсно витраченої на тертя від чисто кінетичних навантажень  $E_d$ , відповідно до залежностей, одержаних при розв'язанні динамічного рівняння вибігу. При визначенні  $\eta_e$

$$\Phi = \left( \frac{1}{\eta_e} - \eta_e \right) = \frac{0,5 I_{\Sigma} (\omega_{\Pi}^2 - \omega_K^2) - z A_{\text{вг}}^c - A_{\text{вг}}^d}{z A} \quad (1)$$

При визначенні  $E_d$

$$E = \frac{A_{\text{вг}}^d \varphi_y^2}{2 z I \gamma_{\Sigma}^2 \omega_{\text{пр}}^2} \quad (2)$$

Тут  $I_{\Sigma}$  і  $I$  — моменти інерції ведучої і веденої системи;

$A$  — робота сил пружини.

Як видно з наведених рівностей, енергетична ефективність<sup>1</sup> залежить від початкової кутової швидкості при вибігу, зміна якої зумовлена складним фізичним значенням механізму. Такий стан системи характеризується конкретним значенням витрачених робіт від динамічних  $A_{\text{вг}}^d$  і статичних навантажень  $A_{\text{вг}}^c$ . В значній мірі втрати залежать від наростання амплітуд вимушених коливань веденої системи, або зон биття [7], що виникають в період нестационарного руху системи в цілому. Динамічний фактор має суперечливий характер і в першу чергу залежить від критерію частотної подібності  $\varepsilon = \frac{\omega_*}{\Omega}$  ( $\omega_*$  — частота власних коливань і  $\Omega$  — вимушених коливань).

### ЦИКЛОВІ К.К.Д. ПРИ ВАРІЮВАННІ ЗАКОНІВ ПЕРІОДИЧНОГО РУХУ І УМОВ ТЕРТЯ

Для експериментальних досліджень були прийняті три групи законів періодичного руху, що відрізняються характером зміни прискорень за однозначний кінематичний цикл (характеристику законів див. в [1, 2]).

<sup>1</sup> Тут і далі під енергетичною ефективністю слід розуміти зміну величин  $\eta_e$  і  $E_d$ , що характеризують ефективність передачі енергії, враховуючи величини критерію частотної подібності [7].

I група — закони руху, у яких  $W_0=0$  і  $W_{0,5}=0$ : синусоїдальний — «С<sub>0</sub>» і парабола третього ступеня (закон Шуна) — «Ш».  
 II група — закони руху з  $W_0 \neq 0$ ;  $W_{0,5}=0$ : косинусоїдальний — «К» і рівноспадające прискорення — «0000».  
 III група — закони руху з  $W_0 \neq 0$  і  $W_{0,5}=0$ : постійне прискорення — «0050» і діаграма прискорень — трапеція — «0040».

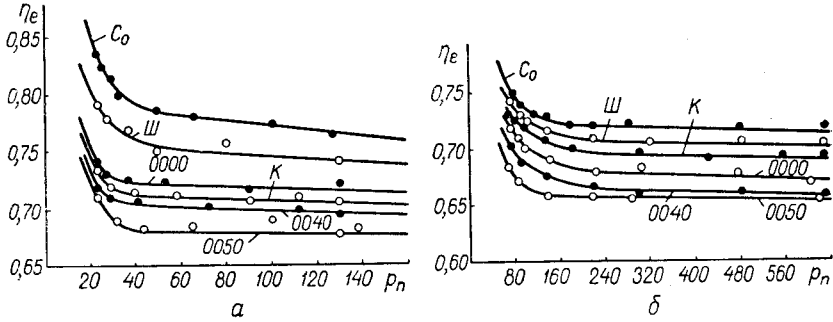


Рис. 1. Експериментальні значення циклових к.к.д. в залежності від числа Ньютона  $p_n$  і законів руху при зміні умов тертя.  
 а — підшипники кочення в опорах валів ведучої і веденої систем; б — підшипники ковзання.

Для вказаних законів руху були виготовлені кулачки — шість для кулачкових механізмів з пружинним замиканням і така ж кількість спарених кулачків для механізмів з кінематичним замиканням. При однаковому початковому значенні кінетичної енергії ведучого ротора наявність кулачків з різними законами періодичного руху дає різний час вибігу до повної зупинки. Механізм мав великий кут вибігу, коли веденими ланками керували кулачки, виконані за законами руху I і II груп. Тут особливо виділяється закон зміни прискорень — синусоїда.

Застосування методу вибігу для дослідження циклових к.к.д. дало можливість охопити гаму швидкісних режимів і представити значення  $\eta_e$  при різних величинах чисел Ньютона  $p_n$ . Одержані значення циклових к.к.д. для досліджуваних законів записані у вигляді графіків  $\eta_e(p_n)$  на рис. 1, а.

Як виявили експерименти, кулачок, виконаний за законом, що відображає більш сприятливу дійсну динаміку системи, має вищі значення к.к.д., ніж ті, у яких дійсні зміни амплітуд вимушених коливань в декілька разів перевищують теоретичні величини. Очевидно, це явище домінує, і від нього суттєво залежать енергетичні характеристики механізму, що і визначило розгашування кривих  $\eta_e(p_n)$  на графіках. Аналіз цих кривих показує, що циклові к.к.д. значно змінюють свою величину при наближенні чисел Ньютона до нуля.

Зниження експериментальних значень  $\eta_e$  з ростом чисел Ньютона по-різному проявляється для розглянутих законів руху. Закони I групи «С<sub>0</sub>» і «Ш» дають поступовий спад майже до зони переважаючого статичного навантаження, коли  $p_n \approx 100$ . Одночасно при наявності законів III групи («0040»; «0050»), особливо закону руху «постійне прискорення», після досягнення числа Ньютона  $p_n \approx 50$  величини циклових к.к.д. ненавчє стабілізуються і менш помітно реагують на зміну швидкісного режиму. Крім того, у законів III групи з'являється тенденція до деякого зростання циклових к.к.д. при великих значеннях чисел Ньютона. Очевидно таке явище зумовлене певними причинами.

По-перше, швидкісний режим, що змінюється при вибігу, супроводжується складними динамічними явищами і диктує істинний процес

спаду кінетичної енергії ротора, внаслідок дії дисипативних сил; в той же час втрати від статичних сил  $A_{вт}$  визначаються в залежності від величини тертя, що виявлені при зовсім інших умовах роботи механізму.

Як відомо, втрати від статичних сил  $A_{вт}$  виражаються залежністю, яка включає коефіцієнт тертя і конкретні параметри кулачкових механізмів. Однак інтенсивність динамічних явищ в процесі роботи кулачкової пари змінює характер виникнення і величину нормальної реакції  $R_n$  між кулачком і роликотом штовхача. Ця обставина, в свою чергу, істотно змінює картину породження реакції в опорах ведучого і веденого валів, що приводить до зміни умов тертя. Таким чином, в основному рівнянні, що визначає циклові к.к.д., криється деяка невідповідність вхідних величин, бо при певному динамічному стані механізму втрати кінетичної енергії можуть зростати, в той час як величина втраченої від статичних сил роботи залишається незмінною, що приводить до росту  $\eta_e$ .

По-друге, як показують графіки, циклові к.к.д. зростають в зоні значних  $p_n$  якраз при наявності тих законів періодичного руху, що характеризуються погіршеними динамічними характеристиками не лише на великих швидкостях, але і при відносно малих, коли  $p_n \cong 100$  і більше. Це приводить до того, що при наявності в системі (особливо на фазах нижнього і верхнього вистою) вільних коливань із значними амплітудами, втрати на тертя зменшуються [9] і не можуть бути зіставлені з величинами втрат, знайденими без врахування дійсної динаміки механізму при вільному вибігу, що також призводить до деякого росту циклових к.к.д.

Слід відмітити, що наявність інших умов тертя в опорах валів механізму веде до корінних змін як динамічних характеристик, так і енергетичних показників. Відносно великі затрати енергії ведучого ротора і веденої системи на подолання статичних сил, що включають сили ваги і сили замикаючої пружини, призводять до того, що циклові к.к.д. незначно змінюються при варіюванні законів руху. Це витікає також з розгляду кривих вибігу. При таких умовах абсолютна величина  $\eta_e$  (при інших рівних), понижується на 20% і більше в порівнянні з системами, що мають підшипники кочення (рис. 1, б).

Обробка результатів експериментів показала, що як і при високих числах Ньютона, значення циклових к.к.д. дещо нестабільні. Це явище особливо помітне у законів I групи — «С<sub>0</sub>»; «Ш», а також у косинусоїдального закону «К», де криві  $\eta_e$  проявляли схильність до зростання. Очевидно, в цьому випадку невідповідність між законом спаду кінетичної енергії  $A_{кп} - A_{кк}$  і величиною  $A_{вт}$  криється в різкому переході від одного виду тертя до другого.

## ЦИКЛОВІ К.К.Д. ПРИ ВАРІЮВАННІ ПАРАМЕТРІВ СХЕМИ МЕХАНІЗМУ

Аналітичні дослідження показали [3], що зміна будь-якого параметра геометричної схеми механізму впливає в тій чи іншій мірі на цикловий к.к.д. При цьому визначаються параметри механізму, що забезпечують оптимальні результати енергетичної ефективності.

З цієї точки зору перевірка аналітичних висновків експериментальним шляхом представляла великий інтерес. Були досліджені схеми кулачкових механізмів, що мають такі змінні характеристики: відносний радіус початкової шайби кулачка мав значення  $\rho_0 = 0,28; 0,38; 0,48$ ; відносна довжини коромисла —  $\beta = 0,85; 1,0; 1,16$ ; фазові кути —  $\varphi_y = \varphi_{пр} = 60^\circ; 90^\circ; 120^\circ$ ; кутові розмахи коромисла змінювались  $\gamma_2 = 10^\circ; 20^\circ; 30^\circ$ .

Закон періодичного руху — «С<sub>0</sub>» був постійним для всіх досліджень. Як видно, змінювалися всі найважливіші геометричні і кінематичні параметри, що входили в аналітичні залежності при розрахунках.

Збільшення радіуса початкової шайби кулачка  $\rho_0$  в першу чергу призводить до зміни величини витраченої на тертя роботи від статичних сил. Це обумовлено тим, що  $A_{\text{вт}}^c$  пропорційна зміні робіт на паузних дугах кулачка, де сили пружини відповідно також ростуть. Крім цього, зміна  $\rho_0$  впливає на основні динамічні характеристики структурної схеми [6]: кути тиску на початку фази і екстремальні їх величини.

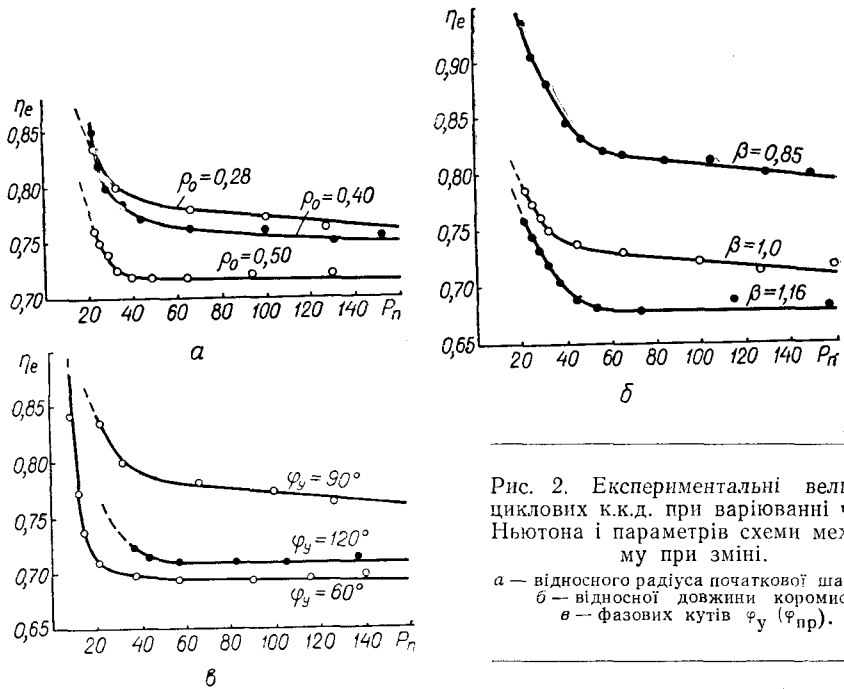


Рис. 2. Експериментальні величини циклових к.к.д. при варіюванні числа Ньютона і параметрів схеми механізму при зміні.

а — відносного радіуса початкової шайби  $\rho_0$ ,  
 б — відносної довжини коромисла  $\beta$   
 в — фазових кутів  $\varphi_y$  ( $\varphi_{\text{пр}}$ ).

кути нормалі, підйому профіля  $\theta$ , миттєві к.к.д.  $\eta_k$ , що не могло не вплинути на зміну величини дійсних циклових к.к.д. (рис. 2, а). Як і при аналітичних дослідженнях, оптимальні значення радіуса кулачка відповідають зоні відносно великих кутів тиску. Зростання при цьому чисел Ньютона приводить до значного зниження циклових к.к.д.

В періодичній і спеціальній літературі не висвітлене питання вибору оптимальної довжини коромисла. Переважно в конструкторській практиці, при синтезі нецентрального кулачкового механізму, приймають довжину коромисла, рівну базовіддалі. Це допущення в значній мірі погіршує енергетичні показники кулачкового механізму, збільшуючи втрати енергії. Аналіз кутів тиску, миттєвих і циклових к.к.д. [6, 3] виявив зону оптимальних значень відносної довжини коромисла  $\beta = 0,8 \div 0,9$ . Експериментальні дослідження підтвердили аналітичні висновки. Графіки  $\eta_c(P_n)$ , що зображені на рис. 2, б наглядно демонструють перевагу геометричних схем механізмів з величиною  $\beta$ , меншою базовіддалі. Збільшення відносної довжини коромисла  $\beta$  при сталому кутовому розмаху призводить до росту втрат на тертя від статичних сил. В цьому випадку ростуть габарити кулачка, в зв'язку з чим ростуть і втрати на тертя по верхній паузі.

Варіювання фазових кутів і кутових розмахів коромисла призводить до помітних змін динамічності прийнятих систем

і відповідно до збільшення втрат від чисто динамічних сил  $A_{вт}^d$ . Як показали експерименти, фазові кути і кутові розмахи істотно впливають на закон зміни кінетичної енергії при вибігу, але вплив їх суперечливий.

Зростання фазових кутів від  $60^\circ$  до  $120^\circ$ , при інших сталих параметрах, призводить до зменшення витраченої на тертя роботи від чисто динамічних зусиль. Експериментальний запис дійсних динамічних характеристик механізму при різних значеннях  $\varphi_y$  свідчить про значне підсилення зон биття при наявності кулачків з малими фазами ( $\varphi_y = 60^\circ$ ). Порівняння амплітуд вимушених коливань також характеризує такі системи як менш сприятливі, у яких коефіцієнти динамічності кутових прискорень веденої ланки  $K_{дс}$  більші на 15—20% в порівнянні зі схемами, де  $\varphi_y = 90^\circ$ , і тим більше, коли  $\varphi_y = 120^\circ$ .

При цьому, поряд з динамічними явищами, відбувається зміна втрат енергії від статичних сил в зв'язку з перемінною довжиною дуг верхньої і нижньої пауз кулачків і реальних показників тертя в опорах валів.

Таким чином, погіршення динамічних характеристик системи при малих величинах фазових кутів з однієї сторони, а також складність зміни втрат від статичних навантажень з другої, привело до певного розташування експериментальних значень циклових к.к.д. в залежності від зміни  $\varphi_v$  і  $\rho_n$  (рис. 2, в). Як показують графіки, системи з малими фазовими кутами характеризуються меншими цикловими к.к.д., особливо в зоні значних чисел Ньютона. При наближенні  $\rho_n$  до нуля величина  $\eta_e$  різко зростає і стає найбільш вигідною. Малі значення к.к.д. системи з великими фазовими кутами пояснюються збільшенням затрати енергії на тертя в період однозначного руху коромисла, а також ростом відносних статичних навантажень при однакових швидкісних режимах досліджуваних систем.

При експериментальному дослідженні кулачків з різними кутовими розмахами  $\gamma_z$  втрати від чисто динамічних навантажень відповідно зросли. Що стосується  $A_{вт}^c$ , то збільшення  $\gamma_z$  до  $30^\circ$  веде до значного росту розмірів кулачка та перерозподілу зусиль в механізмі під дією зміни характеристики пружини. Це викликає закономірний ріст статичних навантажень і відповідних втрат на тертя, позначаючись на законі зміни втрат кінетичної енергії ведучого ротора в період вибігу.

Слід вказати, що при експериментальному дослідженні  $\eta_e$  при варіюванні  $\gamma_z$  не вдалося зафіксувати тих характерних закономірностей у зміні  $\eta_e$ , що визначають оптимальні значення параметра, як це мало місце при аналітичних дослідженнях [3]. Очевидно, наявні величини моментів опору в кінематичних парах механізму незрівнянно більші тих якісних проявів в системі, які мають місце при зміні кутового розмаху

#### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ КОНСТАНТИ ВТРАЧЕНОЇ НА ТЕРТЯ РОБОТИ $E_d$

Важливим енергетичним критерієм різних механізмів і законів періодичного руху є безрозмірний динамічний коефіцієнт витраченої на тертя роботи в кінематичних парах механізму від кінетичних реакцій мас, що рухаються нерівномірно [1, 2].

Як вказано вище, програмою експериментів передбачено дослідження кінематично замкнених кулачкових механізмів з натягом і без натягу у вищій парі. Враховуючи методику визначення  $E_d$  [7], по кривих вибігу, одержаних в результаті розшифровки більше десяти осцилограм динамічних характеристик при зміні кутової швидкості від 120 об/хв до повної зупинки механізму, розраховані значення  $E_d(\rho_n)$  і представлені

на рис. 3, а без натягу, а на рис. 3, б з натягом між спареними кулачками і роликками коромисел.

Результати експериментальних досліджень відображають складний комплексний характер  $E_d$ , залежних від законів періодичного руху, конкретних параметрів схеми механізму, а також конкретного динамічного стану всієї системи, що оцінюється критерієм частотної подібності  $\xi$ . Зміна законів періодичного руху позначається на величині енергії, витраченої на приведення штовхача. З цієї точки зору в гіршому положенні знаходяться закони третьої групи «0050», «0040», котрі в 2,5—3 рази перевищують витрати на тертя в порівнянні з найбільш ефективним законом руху, прискорення якого виражене косинусоїдою.

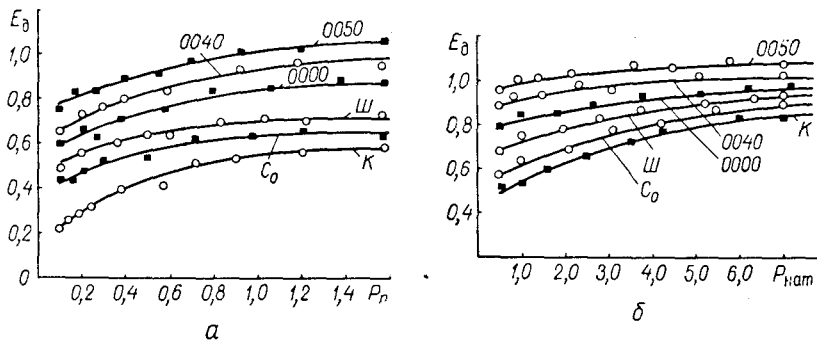


Рис. 3. Графіки  $E_d(p_n)$ .

а — без натягу; б — з натягом у вищій кінематичній парі кулачок—роликки коромисла.

Графіки  $E_d(p_n)$  наочно демонструють велику чутливість спарених кулачків до зміни статичних навантажень (рис. 3, б). Як показали осцилограми, тут особливо позначається фактична динаміка системи при зміні числа Ньютона. Виникнення зон биття при певних значеннях  $\xi$  призводить до зростання амплітуд вільних коливань на фазах висотою, збільшуючи втрати на тертя, що комплексно позначається на загальній зміні кінетичної енергії при вибігу.

Дослідження кінематично замкнутих кулачкових механізмів з натягом у вищій парі<sup>1</sup> виявили якісні і кількісні зміни  $E_d$ . Абсолютні значення  $E_d$  при цьому зросли майже вдвоє, а вплив законів руху зменшився на 60%. Слід також зауважити, що наявність натягу в системі з кінематичним замиканням призводить до інтенсивного підвищення чисел Ньютона, а зображені на рис. 3, б значення  $E_d$  являють собою функцію законів періодичного руху і чисел Ньютона, і відображають спільну дію тертя від ваги ведених ланок і натяг в парі ролик—кулачок. В цьому випадку число Ньютона виражається рівнянням

$$P_{\text{натягу}} = \frac{(M_{\text{ст}} + M_n) \varphi_y^2}{I_{\gamma\Sigma} \omega_1^2},$$

де  $M_{\text{ст}}$  і  $M_n$  — відповідно момент сил пружини і нормальної реакції натягу. Таким чином, відносні втрати енергії, виражені коефіцієнтом  $E_d$ , збільшуються при додатковій статичній силі у вищій кінематичній парі при наявності спарених кулачків, в результаті різкого скорочення фізичного модуля вимірювання витраченої роботи  $\frac{I_{\gamma\Sigma} \omega_1^2}{\varphi_y^2}$

<sup>1</sup> Створення натягу між спареними кулачками і роликками коромисла імітує зміну  $E_d$  при збільшенні роботи тертя в цапфі ролика і по периметру кулачка.

## ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Комплексный расчет кулачковых механизмов, Машгиз, 1958.
2. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов, М., 1965.
3. Д. Н. Сенник. Влияние структуры коромысловых кулачковых механизмов на цикловые к.п.д. «Полиграфия и издательское дело», № 1, Львов, 1964.
4. Д. М. Сенник. Енергетична ефективність кулачковых механизмов при чисто динамічному навантаженні. «Поліграфія і видавнича справа», № 2, Львів, 1966.
5. Д. М. Сенник. Методика дослідження циклових к.к.д. коромислових кулачковых механизмов методом вибігу. «Поліграфія і видавнича справа», № 3, Львів, 1967.
6. Д. М. Сенник. Номограми для визначення максимальних кутів тиску коромислових кулачковых механизмов. «Поліграфія і видавнича справа», № 4, Львів, 1968.
7. Д. Н. Сенник. Вопросы оптимизации инженерного синтеза коромысловых кулачковых механизмов. Автореферат кандидатской диссертации, Львов, 1968.
8. А. И. Соловьев. Коэффициент полезного действия механизмов и машин. «Машиностроение», М., 1966.
9. Г. Д. Ломакин. Колебательные процессы при сухом внешнем трении и их влияние на процесс трения при различных скоростях и температурах. Автореферат кандидатской диссертации, Челябинск, 1964.

*D. SENYK*

### THE ENERGY LOSS IN ROCKER CAM MECHANISMS

#### Summary

Results of experimental research of cyclic efficiencies and constant energy by the cam mechanisms investigation, are elucidated.

The experimental values of energetic characteristics as functions of geometric parameters, laws of movement and Newton's numbers, are given.

