

## ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ПРИ ЧИСТО ДИНАМІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Необхідною умовою кінематичного замикання в кулачкових механізмах є надійний контакт штовхача з кулачковою шайбою. Переважно замикання досягається застосуванням пружин, які притискають штовхач до кулачка (силове замикання).

Крім пружин, силове замикання може бути одержане під дією вантажу або стисненого повітря та пари.

Надійність у роботі кулачкових механізмів з пружинним замиканням залежить від швидкості кулачкового вала. Із збільшенням кутової швидкості головного вала пружина може виявитись недостатньо сильною, щоб забезпечити надійний контакт штовхача і кулачка. При великих швидкостях залежно від точності виготовлення кулачків з урахуванням пружних коливань вала коромисла кінетична енергія веденої системи виявляється більшою за розрахункову і не відповідає роботі сил пружності пружини. Це веде до порушення контакту між кулачком і штовхачем, а сам штовхач починає рухатись за незалежним від профілю кулачка законом. А. П. Іванов [6], знімаючи «лупою часу» вказане явище, показав, що при великих швидкостях зворотна посадка штовхача на шайбу може настаги навіть через декілька обертів кулачка. Таке явище спостерігав і Г. А. Ротбарт [3].

З цієї причини, а також з огляду на компоновку механізму останнім часом знаходять застосування кулачкові механізми з кінематичним замиканням, тобто без пружин.

Відомі три способи кінематичного замикання роликів штовхачів плоских механізмів: розташування ролика штовхача в кулачковому пазу; використання двох спарених дискових кулачків, насаджених на один вал, і двороликових штовхачів, виконаних у вигляді вильчатого коромисла або повзуна з поступальним рухом; використання двох спарених дискових кулачків, насаджених на паралельні вали, що синхронно обертаються, і однороликових або двороликових штовхачів (коромисел, повзунів) (рис. 1).

Дискові кулачки з відкритим робочим профілем порівняно з пазовими кулачками мають ту перевагу, що виготовлення їх простіше і при цьому досягається більша точність обробки, а значить при монтуванні можна «виробити» зазор між кулачком і роликом. Це неможливо зробити при наявності пазових кулачків, бо зазор у них необхідний, оскільки ролик входить у контакт з однією стінкою профілю. Наявність тут зазору в парі ролик—кулачок є додатковим джерелом вимушених коливань, які підсилюють амплітуду пружних коливань веденої та ведучої

систем. Це погіршує динамічні показники (збільшується коефіцієнт динамічності), що призводить до інтенсивного зношування кулачка і механізму в цілому.

Зусилля, що виникають у кулачковому механізмі, викликають втрати на тертя в кінематичних парах, які характеризуються коефіцієнтом корисної дії. Для кулачкових механізмів з пружинним замиканням коромисла (штовхача) і кулачка більшість дослідників основною енергетичною характеристикою вважає миттєвий к.к.д. [4, 5].

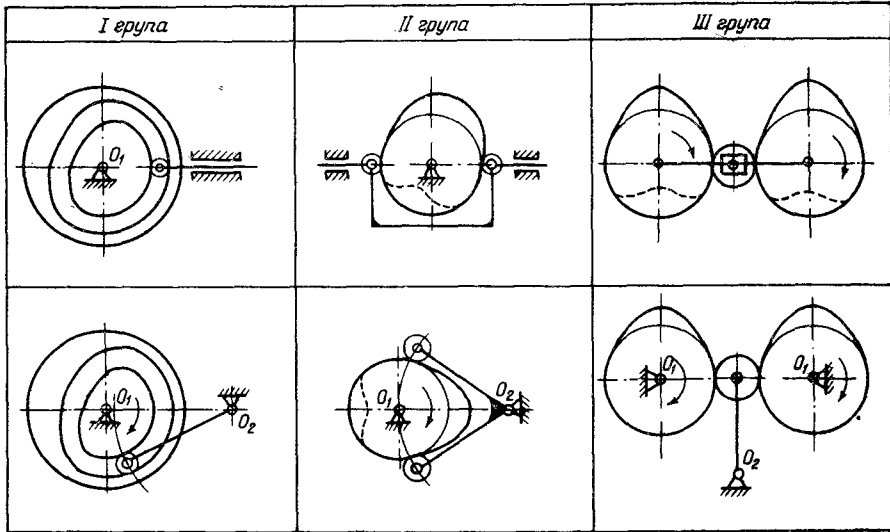


Рис. 1. Способи кінематичного замикання роликів штовхачів плоских кулачкових механізмів.

Відомо, що миттєвий к.к.д.  $\eta_k$  виражається залежністю [1]:

$$\eta_k = \frac{1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha - \frac{f'_{o2}}{\cos \alpha}}{1 + f_1 \operatorname{ctg} \theta + \frac{f'_{o1}}{\sin \theta}}, \quad (1)$$

де  $\alpha$  — кут тиску;  
 $\theta$  — кут нормалі (кут між напрямком нормалі і радіусом-вектором);

$f_1 = \operatorname{tg} \rho_1$  — коефіцієнт тертя між вістрям штовхача і кулачком;  
 $f'_{o2}$  і  $f'_{o1}$  — приведені коефіцієнти тертя в опорах штовхача і кулачка.

Як видно, миттєвий к.к.д. кулачкового коромислового механізму залежить лише від схеми, геометричних співвідношень, умов тертя в кінематичних парах і не залежить від законів періодичного руху.

Більш повною енергетичною характеристикою є цикловий к.к.д. ( $\eta_\Sigma$ ), поняття якого вперше дав К. В. Тір [1, 2]. Цикловий к.к.д. виражається за формулою

$$\eta_\Sigma = \frac{\int_0^{\theta'} u_k dk}{\int_0^{\theta'} \frac{u_k}{\tau_k} dk}. \quad (2)$$

В чисельнику тут інтегруються позиційні інваріанти подібності ефективної миттєвої, у знаменнику — затраченої потужності.

$u_k = (p_k + c_k) b_k$  — позиційний інваріант подібності сумарної потужності;

$$p_k = \frac{P_{CT}}{I\gamma_{\Sigma} T^{-2}} \text{ — позиційне число Ньютона;}$$

$$b_k \text{ — позиційний інваріант подібності швидкості;}$$

$$c_k \text{ — позиційний інваріант подібності прискорення;}$$

$$k = \frac{\varphi}{\varphi_y} \text{ — «позиція» або «відносний час» механізму.}$$

В тих випадках, коли розглядаються коромислові кулачкові механізми з кінематичним замиканням (чисто динамічний випадок навантаження, коли число Ньютона  $p = 0$ ), корисна робота за однозначний цикл віддалення дорівнює нулю, бо навантаження виникають лише завдяки кінетичним реакціям (моментам сил інерції) ведених мас, що нерівномірно обертаються і робота яких в замкненому циклі рівна нулю.

Визначення циклового к.к.д. механізму при чисто динамічному навантаженні за однозначний цикл (розбігу чи вибігу) може бути виконано умовно:

$$\eta_{\Sigma 0} = \frac{A_{kin}}{A_{kin} + A_{em}}, \quad (3)$$

де  $A_{kin} = \frac{I\omega_m^2}{2} = \frac{B^2}{2} \frac{I\gamma_{\Sigma}^2 \omega_1^2}{\varphi_y^2}$  — кінетична енергія, що нагромаджується

веденими ланками за період розбігу;

$\omega_m$  — максимальна кутова швидкість коромисла;

$\omega_1$  — кутова швидкість ведучого вала;

$A_{em}$  — робота, втрачена на тертя в кінематичних парах за той же період.

На основі (2) можна записати при  $p = 0$ :

$$A_{em} = \left( \int_0^{0,5} \frac{d_k}{r_k} dk - \int_0^{0,5} d_k dk \right) \frac{I\gamma_{\Sigma}^2}{T^2} = E \frac{I\gamma_{\Sigma}^2}{T^2},$$

$$\text{де } E = \int_0^{0,5} \frac{d_k}{r_k} dk - \frac{B^2}{2} = \frac{A_{em}}{I\gamma_{\Sigma}^2 T^{-2}}; \quad (4)$$

$d_k = b_k c_k$  — позиційний інваріант кінетичної потужності;

$E$  — безрозмірна константа втраченої роботи, яка залежить як від фізичних параметрів механізму, так і від вибраного закону періодичного руху;

$I$  — момент інерції веденої системи;

$\gamma_{\Sigma}$  — кут розмаху коромисла;

$T = \frac{\varphi_y}{\omega_1}$  — час циклу, причому  $\varphi_y$  — фазовий кут віддалення, а  $\omega_1$  — кутова швидкість кулачкового вала.

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТАНТИ ВТРАЧЕНОЇ РОБОТИ $E$ МЕТОДОМ ВИБІГУ

Для експериментального дослідження і оцінки відносної величини втраченої роботи  $E$  були виготовлені кулачки з кінематичним замиканням веденої ланки, які забезпечують закони періодичного руху коромисла:

- а) постійне прискорення — «0050»,
- б) діаграма прискорень — трапеція «0040»,
- в) косинусоїдальний — «К»,

- г) складна парабола третього ступеня — «Ш»,
- д) рівномірно зменшуване прискорення — «0000»,
- е) синусоїдальний — «C<sub>0</sub>».

Відібрані закони періодичного руху розташовані за зростаючою константою піка прискорення з метою їх порівняння. Якісні характеристики цих законів зведені в табл. 1, де  $B$  — константа піка швидкості,  $C$  — прискорення,  $D$  — константа піка кінетичної потужності.

Таблиця 1

Таблиця якісних характеристик законів періодичного руху

Позначення законів періодичного руху	$B$	$C$	$D$
«0050»	2,00	4,00	8,00
«0040»	1,82	4,05	6,56
«К»	1,57	4,93	3,95
«Ш»	1,87	5,77	6,69
«0000»	1,50	6,0	3,46
«C <sub>0</sub> »	2,00	6,28	8,16

Кулачки оброблялись на спеціальному пристрої, виготовленому в лабораторії Українського поліграфічного інституту ім. Ів. Федорова. Обробка кулачків на такому пристрої виконується без попереднього проміжного розрахунку величин радіусів-векторів. Крім того, кутові поправки, що не вимагають розрахунку, вносяться автоматично внаслідок дугової траєкторії руху інструменту відносно заготовки.

Як відомо [13], точність і чистота поверхні кулачків, виготовлених на пристроях такого типу, досить висока: верхнє допустиме граничне відхилення розмірів радіусів векторів кулачка від номіналу  $+0,01$  мм, нижнє —  $0,03$  мм. Поле допуску становить  $0,04$  мм.

З метою уникнення зазорів у парі кулачок—ролик для експериментального дослідження прийняті здвоєні дискові кулачки з геометричними параметрами: кут віддалення  $\varphi_y$  і кут наближення  $\varphi_{np}$  дорівнюють  $90^\circ$ . Відповідно в обох кулачках і паузні кути також рівні. Мінімальний радіус кулачка  $r_0=77$  мм; дуговий розмах коромисла  $\gamma_{\Sigma}=10^\circ$ ; базова відстань  $O_1O_2$  (відстань від центра обертання кулачка до центра коромисла) —  $250$  мм.

Рис. 2. Визначення величини зміщення  $\alpha$  коромислового кулачкового механізму з кінематичним замиканням.

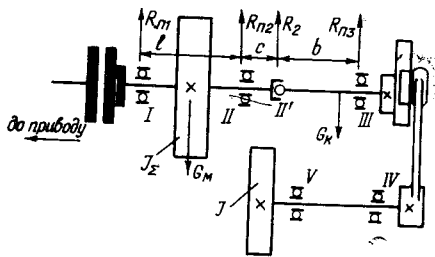
Оскільки обидва кулачки мають дзеркально однакові геометричні параметри, нарізання їх проводилось одночасно, що забезпечило точне замикання двох роликів (нижнього і верхнього) з відповідними профілями кулачків. Як видно з рис. 2, внаслідок переміщення центрів роликів по дузі відповідно зміщено початкові точки фаз віддалення одного кулачка відносно другого на величину кута  $\alpha$ , який дорівнює:

$$\alpha = 90^\circ - \arccos \frac{1 - \beta \cos(\gamma_0 + \gamma_{\Sigma})}{\rho}$$

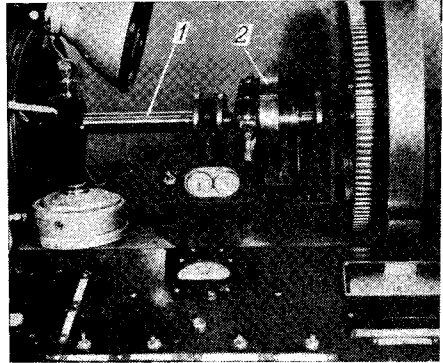
де  $\beta = \frac{b}{l}$  — відносна довжина коромисла,

$\rho = \frac{r_0}{l}$  — відносний радіус кулачка.

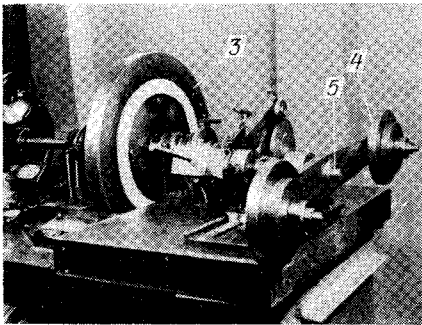
Хитне здвоєне коромисло має на кінцях два ролики (шарикопідшипники), один з яких (нижній) жорстко фіксований, а другий має можливість переміщуватись у дугоподібному пазі, виконаному радіусом  $b$  (рис. 2). Така конструкція здвоєного коромисла дає повне геометричне замикання, не змінюючи при цьому величини загальної кутової поправки при необхідності регулювання щільного прилягання



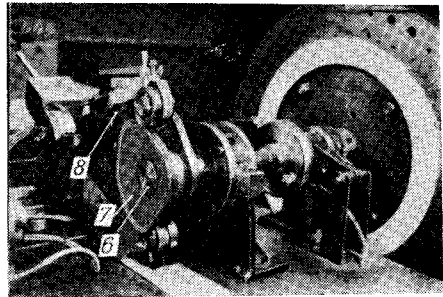
а



б



в



г

Рис. 3. Стенд для експериментального дослідження  $E_g$  методом вибігу.  
а — схема навантаження опор стенда; б — ведуча система; в — ведена система; г — здвоєні кулачки і коромисло.

роликів. Для оцінки натягу в парі ролик—кулачок на ребро коромисла наклеєні дротяні датчики опору. За допомогою відповідної тензометричної апаратури — чотириканального підсилювача ТУ-4 і магнітно-електричного осцилографа Н-700 проводилась реєстрація нормальних зусиль кулачка на ролик. У серії досліджень натяг змінювався двічі: створювалась безззорна система з натягом у вищій парі  $P = 100 \text{ кг}$  і з натягом, рівним нулю. При цьому зазор між роликками і кулачками усувався шляхом регулювання відстані між центрами роликів.

Стенд (рис. 3), на якому проводились спеціальні дослідження, спроектований автором і виготовлений у майстернях УПІ.

Ведучий вал 6, встановлений на підшипниках кочення, приводиться в рух електродвигуном постійного струму, який завдяки електричній системі регулювання забезпечує плавну зміну числа обертів у межах від 0 до 300 об/хв. Змінні кулачки 7 насаджені на кінці ведучого вала і жорстко фіксовані з ним. Для зменшення впливу згину вала на роботу кулачкового механізму інерційний диск 3 встановлений на двох нерухомих опорах I і II. Кулачковий вал змонтований на двох самовстановлюваних підшипниках кочення II' і III і з допомогою спеціального беззасорного з'єднання одержує обертовий рух. Ведена система включає здвоєний штовхач 8, жорстко з'єднаний з веденим валом 5, на кінцях якого знаходиться ведений інерційний навантажувач 4. Опори IV і V також виконані на підшипниках тертя кочення. З'єднання приводного (I) і ведучого валів електромагнітною муфтою ЕМ-42 (2) дало можливість у будь-який заданий момент часу при досягненні необхідного числа обертів кулачкового вала відмикати його від приводного вала і досліджувати систему в період вибігу.

З метою нагромадження інформації про зміни кінетичної потужності на кулачковому валі, істинного прискорення на валі коромисла, а також для реєстрації змін кутової швидкості під час вибігу на кулачковому і веденому валах наклеєні дротяні датчики опору з базою 30 мм. Датчики фіксували згадані величини, а з допомогою тензOMETричної апаратури осцилограми записувались на фотопапір.

#### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ПРИВЕДЕНОГО КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ВАЛА В ПІДШИПНИКАХ

З умов рівності роботи, затраченої на тертя вала в підшипниках (рис. 3, а), можна записати:

$$\varphi_{\Sigma} (R_{n1} f_1 r_1 + R_{n2} f_2 r_2 + R_{n3} f_3 r_3) = \varphi_{\Sigma} (G_M + G_K) r_{np} f_{np}. \quad (5)$$

Оскільки опори I і II мають однакові підшипники, то з (5) можна визначити

$$r_{np} f_{np} = \frac{(R_{n1} + R_{n2}) f_0 r_0 + R_{n3} f_3 r_3}{(G_M + G_K)}, \quad (6)$$

де  $f_{np}$  — приведений коефіцієнт тертя в опорах ведучої системи;  
 $r_{np}$  — радіус приведення;  
 $R_{n1}, R_{n2}, R_{n3}$  — відповідно реакції в I, II і III опорах;  
 $f_i$  — коефіцієнти тертя в підшипниках;  
 $r_i$  — радіуси тертя в опорах;  
 $G_M$  — вага інерційного диска;  
 $G_K$  — вага ведучого вала з кулачками;  
 $\varphi_{\Sigma}$  — розглядуваний кут повороту кулачкового вала.

Виходячи із схеми навантаження опор (рис. 3, а) силами ваги:

$$R_{n3} = (G_M + G_K) - (R_{n1} + R_{n2})$$

або, винісши за дужки  $(G_M + G_K)$ , одержимо:

$$R_{n3} = (G_M + G_K) \left[ \frac{1 - R_{n1} + R_{n2}}{G_M + G_K} \right]. \quad (7)$$

Враховуючи (7), а також допустивши з достатньою для розрахунку точністю, що  $f_0 = f_3$  (значення комплексного коефіцієнта тертя), визначимо з формули (6):

$$r_{np} f_{np} \cong \left[ \left( \frac{R_{n1} + R_{n2}}{G_M + G_K} \right) (r_0 - r_3) + r_3 \right] f_0. \quad (8)$$

Для визначення втрат на тертя від ваги частин ведучої системи, що обертаються, ведена система відмикалася. При досягненні заданого числа обертів кулачкового вала електромагнітна муфта відмикала приводний вал, і дальший рух системи відбувався під дією кінетичної енергії, нагромадженої інерційним диском. Кутова швидкість кулачкового вала починає зменшуватись, бо за кожний наступний оберт енергія витрачається на тертя.

Із сказаного зрозуміло, що робота сил тертя від ваги ротора за час вибігу дорівнює витраченій кінетичній енергії:

$$A_{кин_0} = \frac{I_\Sigma \omega_0^2}{2} = \varphi_\Sigma (G_M + G_K) f_{np} r_{np}, \quad (9)$$

де  $I_\Sigma$  — момент інерції насадного диска;

$\omega_0$  — початкова кутова швидкість;

$\varphi_\Sigma = 2\pi z$ ;

$z$  — число обертів кулачкового вала за час вибігу на експериментальному стенді, відраховане електроімпульсним лічильником (враховувались і частини обертів).

Розв'язуючи разом (8) і (9) і зробивши деякі перетворення, одержимо значення коефіцієнта тертя опор кулачкового вала експериментального пристрою:

$$f_0 = \frac{I_\Sigma \omega_0^2}{4\pi z [(R_{n1} + R_{n2})(r_0 - r_3) + r_3(G_M + G_K)]}. \quad (10)$$

Беручи до уваги реальні значення сил і реакцій, що діють в експериментальному пристрої, коефіцієнт тертя вала в підшипниках стенда

$$f_0 = 0,012,$$

а радіус круга тертя

$$f_{np} r_{np} = 0,014 \text{ см.}$$

#### МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ ВТРАЧЕНОЇ РОБОТИ ДЛЯ КОРОМИСЛОВИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Кінетична енергія ротора за один оберт при вибігу витрачається:

а) на роботу тертя від ваги вала ведучої системи в підшипниках при кожному оберті  $A_{sm1}$ :

$$A_{sm1} = \Sigma G f_{np} r_{np} 2\pi, \quad (11)$$

де  $\Sigma G$  — сумарна вага частин ведучої системи, що обертаються. Робота  $A_{sm1}$  постійна за кожний оберт і (в першому наближенні) не залежить від кутової швидкості;

б) на роботу тертя від ваги вала веденої системи в підшипниках  $A_{sm2}$ :

$$A_{sm2} = 2G_s f_{02} r_{02} \gamma_2, \quad (12)$$

де  $G_s$  — сумарна вага веденої системи;

$f_{02}$  — приведений коефіцієнт тертя в підшипниках веденого вала;

$r_{02}$  — радіус тертя в підшипниках;

$\gamma_2$  — кутовий розмах коромисла;

в) на роботу пружних коливань у момент початку циклу (енергія пружних деформацій вала)  $A_{\text{вм}3}$ :

$$A_{\text{вм}3} = \alpha A_{\text{вд}}, \quad (13)$$

де  $\alpha$  — коефіцієнт розсіювання за період паузи пружних коливань;

г) на роботу від ваги кулачків внаслідок зміщення їх центра ваги  $A_{\text{вм}4}$ :

$$A_{\text{вм}4} = A'_{\text{вм}4} - A''_{\text{вм}4},$$

де  $A'_{\text{вм}4}$  і  $A''_{\text{вм}4}$  — відповідно втрати на тертя від ваги при наближенні і віддаленні коромисла;

$$A_{\text{вм}4} = \frac{M_{\text{ср}} \pi}{\eta_n} - M_{\text{ср}} \eta_n \pi = M_{\text{ср}} \pi \left( \frac{1}{\eta_n} - \eta_n \right), \quad (14)$$

де  $M_{\text{ср}} = \frac{2 G_{\kappa} e}{\pi}$  — середній момент;

$e$  — зміщення центра ваги кулачків;

$\eta_n$  — к.к.д. підшипників кулачкового вала;

д) на роботу, втрачену на тертя від чисто динамічного навантаження за два рівнозначних цикли переміщення (один оберт), враховуючи пружні коливання системи  $A_{\text{вм}5}$ :

$$A_{\text{вм}5} = 2E \frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{T^2} K_{\partial} = 2E \frac{I \gamma_{\Sigma}^2 \omega_i^2}{\varphi_y^2} K_{\partial}, \quad (15)$$

де  $K_{\partial}$  — коефіцієнт динамічності;

$E$  — константа втраченої роботи, залежна від законів періодичного руху.

До перелічених втрат енергії слід було б додати енергію від сил ваги зміщеного центра ваги коромисла, але в нашому випадку коромисло повністю зрівноважувалось.

Позначимо

$$A_0 = A_{\text{вм}1} + A_{\text{вм}2} + A_{\text{вм}4}, \quad (16)$$

$$A_{\text{вм}5} = A_{\partial} \omega_i^2,$$

звідки

$$A_{\partial} = 2E \frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\varphi_y^2} K_{\partial}. \quad (17)$$

Величиною  $A_{\text{вм}3}$  знехтуємо як незначною.

Тоді загальне динамічне рівняння вибігу має вигляд:

$$A_{\text{кін}0} = A_{\partial} \omega_0^2 + A_0 + A_{\partial} \omega_1^2 + A_0 \cdots + A_{\partial} \omega_k^2 + A_0,$$

або за  $z$  повних обертів

$$A_{\text{кін}z} = A_0 z + A_{\partial} (\omega_0^2 + \omega_1^2 + \cdots + \omega_{z-1}^2 + \omega_z^2), \quad (18)$$

тобто кінетична енергія, нагромаджена ротором при його обертанні з постійною початковою кутовою швидкістю  $\omega_0$  з моменту початку вибігу, витрачається на тертя. З кожним наступним обертом кінетична енергія ротора розсіюється до повної його зупинки.

На основі загального динамічного рівняння вибігу визначимо відносну величину втраченої роботи  $E$ , враховуючи дійсну динаміку досліджуваної системи:

$$EK_{\partial} = \frac{(A_{\text{кін}0} - z A_0)}{\frac{2I \gamma_{\Sigma}^2 \cdot \omega_{\text{нр}}^2}{\varphi_y^2}}.$$



Позначимо

$$A_{\text{вм}\Sigma} = A_{\text{кин}_0} - zA_0, \text{ а також } N_0 = \frac{2I\gamma_{\Sigma}^2}{\varphi_y^2}.$$

В загальному вигляді запишемо:

$$E_{\partial} = E \cdot K_{\partial} = \frac{A_{\text{вм}\Sigma}}{N_0 \cdot \omega_{\text{нр}}^2}, \quad (19)$$

де  $\omega_{\text{нр}}^2 = \omega_0^2 + \omega_1^2 + \dots + \omega_{z-1}^2 + \omega_z^2 + 0$  — приведена величина кутової швидкості ротора, що змінюється за час вибігу.

Як видно з рівняння (19), величина втраченої роботи  $E_{\partial}$  не тільки залежить від законів періодичного руху (4), але є також функцією кутової швидкості кулачкового вала.

Визначення величини  $E_{\partial}$  для досліджуваних законів періодичного руху проводилось на базі розшифровки тензометричних осцилограм. Записувалася зміна кутової швидкості ведучого вала в залежності від числа обертів кулачкового вала за час вибігу  $z$ .

На рис. 4 зображені параболічні криві  $\omega_i(n_i) = f(z)$  для шести згаданих вище законів періодичного руху, одержані в результаті оброб-

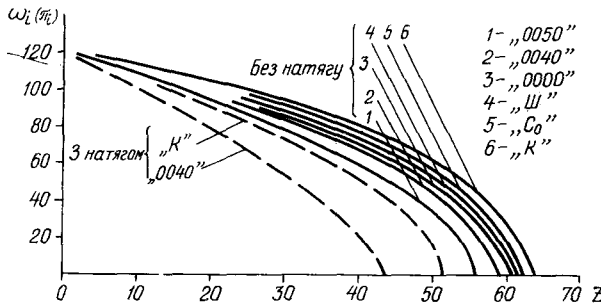


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості  $\omega_i(n_i) = f(z)$  при вибігу для вибраних законів руху.

ки осцилограм. Експериментальні дослідження проводились з кулачковими механізмами двох видів: кулачкові механізми, у яких натяг був відсутній у парі ролик—кулачок, і механізми з натягом.

Вибравши для обробки результатів експериментального дослідження постійну базу розрахунку, наприклад  $z = 5$  повних обертів кулачкового вала з маховиком, запишемо рівняння (18) руху системи у вигляді:

$$A_{\text{кн}} - A_{\text{кк}} = A_0 z + E_{\partial} \frac{I\gamma_{\Sigma}^2}{\varphi_y^2} \omega_{\text{нр}}^2. \quad (20)$$

Апроксимуючи ділянку кривої  $n(z)$  відрізком прямої, виразимо (на розглянутому вузькому інтервалі):

$$n_0 = n_{\text{поч}},$$

$$n_1 = n_{\text{поч}} - \frac{n_{\text{поч}} - n_{\text{кін}}}{2z} = n_{\text{поч}} - \Delta,$$

$$n_2 = n_{\text{поч}} - 2\Delta \text{ і т. д.},$$

$$n_z = n_{\text{поч}} - 2z\Delta,$$

при  $z = 5$  повних обертів

$$\Delta = \frac{n_{\text{поч}} - n_{\text{кін}}}{10}. \quad (21)$$

На основі попереднього можна записати:

$$n_{np}^2 = \Sigma n_i^2 = n_{поч}^2 + n_1^2 + n_2^2 + \dots + n_{кін}^2 = \\ = 2z^2 n_{поч} - 2(1 + 2 + \dots + 2z) \Delta n_{поч} + [1 + 2^2 + \dots + (2z)^2] \Delta^2.$$

При  $z = 5$  останнє рівняння можна записати у вигляді:

$$n_{np}^2 = 10 n_{поч}^2 - 110 \Delta n_{поч}^2 + 385 \Delta^2, \quad (22)$$

або, врахувавши (21),

$$n_{np}^2 = 2,85 n_{поч}^2 (1 + 1,16q + 1,35q^2), \quad (23)$$

де

$$q = \frac{n_{кін}}{n_{поч}}.$$

$n_{поч}$  — число обертів на початку інтервалу;

$n_{кін}$  — число обертів у кінці інтервалу.

Підставивши у формулу (19) значення  $\omega_{np}^2 = \frac{\pi^2 n_{np}^2}{30^2}$  та враховуючи

(20) і реальні значення постійних величин ( $I = 15 \text{ кг/см/сек}^2$ ;  $\gamma_{\Sigma} = 10^\circ$ ;  $\varphi_y = 90^\circ$ ), можна записати:

$$E_{\partial} = \frac{253 A_{вм\Sigma}}{n_{np}^2}, \quad (24)$$

де  $A_{вм\Sigma} = (A_{кин} - A_{кк}) - zA_0$ ;

$A_{кин}$  — кінетична енергія ротора в початковий момент ділянки, що розглядається;

$A_{кк}$  — кінетична енергія ротора у кінцевий момент тієї ж ділянки.

В результаті експериментальних досліджень і обробки осцилограм одержано значення величин динамічних коефіцієнтів затраченої роботи  $E_{\partial}$ , зображених на рис. 5. Як видно, величина  $E_{\partial}$  являє собою дуже складну комплексну величину, залежну від закону періодичного руху, кінематичних, динамічних і геометричних параметрів кулачкового механізму, а також від величини коефіцієнта динамічності  $K_{\partial}$ .

Наведені результати порівняльного експериментального дослідження коромислових кулачкових механізмів з кінематичним замиканням роликів штовхачів на кулачках наочно підтверджують істотний вплив вибору закону руху на величину енергії, що витрачається на привод штовхача. Характерно, що послідовність розміщення кривих  $\omega_i(n_i) = f(z)$  (рис. 4) для експериментально досліджуваних законів періодичного руху відповідає послідовності розміщення тих самих законів, знайдених К. В. Пірама [1] при теоретичному дослідженні, як це видно з табл. 2.

Необхідно відмітити, що із зменшенням числа обертів ведучого вала вплив вибору закону руху повинен неодмінно скорочуватись у зв'язку з швидким зменшенням сил інерції ведених мас і наближенням системи до чисто статичної, що не могло не позначитись на результатах наших досліджень.

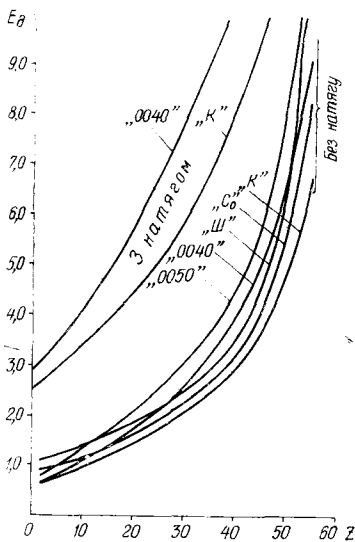


Рис. 5. Графік зміни втраченої роботи  $E_{\partial} = f(z)$  при натягу і без нього в парі ролик— кулачок.

Таблиця значень  $E_0$  і  $Z$ 

Позначення законів періодичного руху	$E_0$ (при $p = 0$ ) за К. В. Тіром	$Z$ за нашими дослідженнями
«К»	0,400	63,5
«С <sub>0</sub> »	0,511	62,0
«Ш»	0,554	61,0
«0050»	0,735	55,5

Створити модель чисто динамічної системи практично не було можливим, оскільки впливають сили тертя від ваги веденого і ведучого валів.

Характеризуючи результати оцінки констант втраченої за цикл роботи ( $E_0$ ), обґрунтовані експериментальними даними, відмітимо:

1) відносні втрати енергії ( $E_0$ ) збільшуються з пониженням числа обертів ведучого вала внаслідок різкого скорочення величини фізичного модуля вимірювання втраченої роботи  $\frac{I \gamma_{\Sigma}^2 \omega_i}{\varphi_y^2}$ . Разом з тим абсолютні втрати енергії понижуються із скороченням  $\omega_i$ ;

2) при однакових умовах втрати енергії залежать від вибору законів руху коромисла. Тут має вплив велика кількість різних факторів: характер зміни статичних і динамічних навантажень; вплив кінематичних функцій руху штовхача на зміну кутів тиску і миттєвих к.к.д. кулачкового механізму; вплив коефіцієнтів динамічності, істотно залежних від характеру руху [1, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 15];

3) створення попереднього натягу в парі кулачок—ролик неодмінно значно збільшує втрати енергії, а значить і зношування кулачкових механізмів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Комплексный расчет кулачковых механизмов. Машгиз, М., 1958.
2. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. М., 1965.
3. Г. А. Ротбарт. Кулачковые механизмы. М., 1960.
4. Н. И. Левитский. Кулачковые механизмы. М., 1964.
5. Г. А. Шаумян. Автоматы и автоматические линии. Машгиз, М., 1961.
6. А. П. Иванов. Исследование трения скольжения реальной кинематической пары твердых тел при помощи ультрабыстрой киносъемки. Труды ЛВМИ, 1944.
7. Л. Н. Решетов. Проектирование дисковых кулачков наименьших габаритов. Сб. «Вопросы теории механизмов и машин». Машгиз, М., 1955.
8. D. B. Mitchell. Tests on Dynamic Response of Cam-Follower Systems. Mechanical Engineering, vol. 72, 1950.
9. А. Е. Кобринский. Кулачки с оптимальными динамическими характеристиками и схемы приспособлений для их обработки. Сб. «Вопросы машиноведения». Изд. АН СССР, 1950.
10. В. М. Малярова. Экспериментальное исследование динамики кулачковых механизмов. Труды Сибирского металлург. ин-та, вып. 4А, 1957.
11. K. Petřič. Nove poznatky o vačkových mechanismech. Strojirenstvi 13, Praha, 1963.
12. А. Н. Полудов. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореферат диссертации. Львов, 1964.
13. А. Н. Полудов. Прецизионный метод изготовления дисковых кулачков с автоматическим внесением угловых поправок. Сб. «Полиграфия и издательское дело», № 1, 1964.
14. Д. Н. Сенник. Влияние структуры коромысловых кулачковых механизмов на цикловые к.к.д. Сб. «Полиграфия и издательское дело», № 1, 1964.
15. Д. М. Сенник. Дослідження циклових к.к.д. кулачковых коромысловых механізмів методом вибігу. Тези доповідей наукової конференції УПІ. Львів, 1965.

*Д. Н. СЕНИК*

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ  
ПРИ ЧИСТО ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКЕ**

**Резюме**

В работе освещены результаты экспериментального исследования потерянной энергии в коромысловых кулачковых механизмах при чисто динамической нагрузке. Эксперименты проведены на специальном стенде, позволяющем определить энергию потерь методом выбега и производить тензометрические записи качественных характеристик кулачкового механизма. В результате экспериментальных исследований выяснено влияние на величину потерянной энергии законов периодического движения, коэффициентов динамичности и угловой скорости главного вала в период выбега. Исследования проведены для шести законов периодического движения.

*D. N. SENYK*

**THE POWER EFFECTIVENESS OF CAM MECHANISMS  
UNDER PURELY DYNAMIC LOADS**

**Summary**

The results of experimental investigation of lost energy in the rocker-cam mechanisms under purely dynamic loads are elucidated. The experiments were carried out on a special-built stand, which enables to determine the energy loss by the „run out” method and to make tensometric records of cam mechanism quality characteristics. As a result of experimental investigation is elicited the influence of periodic movement laws, that of dynamic coefficients and angular velocity of the main shaft during the run out, upon the lost energy magnitude.

---