

**МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИКЛОВИХ к. к. д. КОРОМИСЛОВИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДОМ ВИБІГУ**

При циклічному переміщенні ведених ланок викликає інтерес оцінка циклових к. к. д., виражених у вигляді [6]:

$$\eta_{ц} = \frac{A_{кор.ц}}{A_{витр.ц}}, \quad (1)$$

$A_{кор.ц}$  — корисна робота за цикл однозначного переміщення;

$A_{витр.ц}$  — витрачена за той же час робота.

Розглянемо дві фази кінематичного циклу кулачкового механізму: віддалення і наближення коромисла (рис. 1).

**ВІДДАЛЕННЯ КОРОМИСЛА**

Оскільки робота сил інерції у замкнутому циклі дорівнює нулю, то корисна робота може бути виражена (для коромислових штовхачів),

$$A_{кор.ц} = \int_0^{\gamma_{\Sigma}} M_{ст} d\gamma, \quad (2)$$

$M_{ст}$  — моменти від статичних корисних опорів.

Витрачена за цикл робота (при пружинному замиканні):

$$A_{витр.ц} \int_0^{\gamma_{\Sigma}} \frac{(M_{ст} + I \varepsilon_2)}{\eta_{к}} d\gamma =$$

$$= \int_0^{\gamma_{\Sigma}} \frac{M_{ст}}{\eta_{к}} d\gamma + \int_0^{\gamma_{\Sigma}} \frac{I \varepsilon_2}{\eta_{к}} d\gamma, \quad (3)$$

де  $I$  — приведений до валу коромисла момент інерції мас;

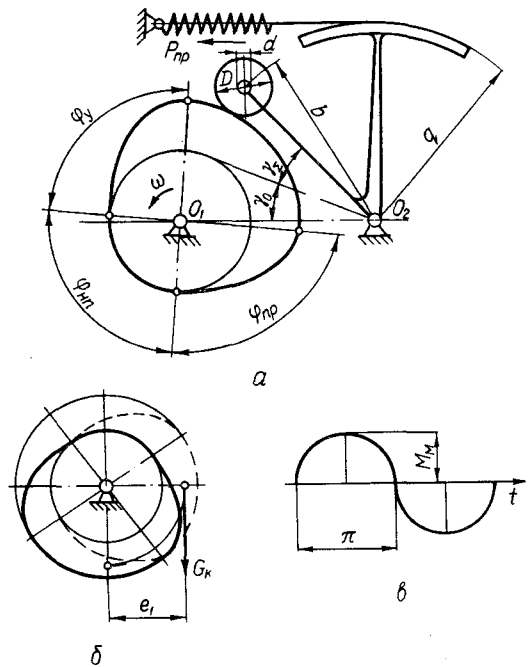


Рис. 1. Схема кулачкового механізму.

$a$  — загальна схема;  $b$  — можливі крайні розташування центра ваги кулачка;  $\theta$  — зміна моменту від сили ваги кулачка.

$\varepsilon_2$  — кутове прискорення коромисла;

$\gamma$  — кутове переміщення;

$\eta_k$  — миттєвий к. к. д. кулачкового механізму.

Підставивши значення  $A_{\text{кор.ц}}$  і  $A_{\text{внтр.ц}}$  у (1), запишемо:

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{\int_0^{\gamma_{\Sigma}} M_{\text{ст}} d\gamma}{\int_0^{\gamma_{\Sigma}} \frac{M_{\text{ст}}}{\eta_k} d\gamma + \int_0^{\gamma_{\Sigma}} \frac{I \varepsilon_2}{\eta_k} d\gamma}. \quad (4)$$

Виразивши величини, що входять до рівняння (4), через інваріанти подібності, запишемо:

з умови рівності потужності на веденому і ведучому валах

$$M_{\text{ст}} = p_k \frac{I \gamma_{\Sigma} \omega_i^2}{\varphi_{\text{в}}^2}, \quad (5)$$

де  $p_k$  — число Ньютона:

$$p_k = \frac{M_{\text{ст}} \varphi_{\text{в}}^2}{I \gamma_{\Sigma} \omega_i^2}. \quad (6)$$

Геометричними і кінематичними параметрами коромисла є  $\gamma = a_k \gamma_{\Sigma}$  — кутове переміщення від початкового положення при  $\varphi_{\text{в}} = 0$  ( $0 < \varphi < \varphi_{\text{в}}$ );

$\gamma_{\Sigma}$  — кут розмаху;

$a_k = f(\kappa)$  — позиційний інваріант подібності переміщення,

де  $\kappa = \frac{\varphi}{\varphi_{\text{в}}}$  — «відносний час»;

$\varphi_{\text{в}}$  — фазовий кут віддалення.

Елементарне кутове переміщення

$$d\gamma = da_k \gamma_{\Sigma} = \frac{da_k}{dk} \gamma_{\Sigma} dk = b_k \gamma_{\Sigma} dk,$$

де  $b_k$  — позиційний інваріант подібності швидкостей. Кутове прискорення.

$$\varepsilon_2 = c_k \frac{\gamma_{\Sigma} \omega_i^2}{\varphi_{\text{в}}^2},$$

де  $c_k = \frac{db_k}{dk}$  — позиційний інваріант подібності прискорень коромисла.

Враховуючи зроблені пояснення, після простих перетворень запишемо рівняння (4) у вигляді:

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{\int_0^1 p_k b_k dk}{\int_0^1 \frac{p_k b_k}{\eta_k} dk + \int_0^1 \frac{C_k b_k}{\eta_k} dk}. \quad (7)$$

У такому виразі цикловий к.к.д. ( $\eta_{\text{ц}}$ ) на перший погляд не залежить від кутової швидкості кулачка. Однак при зміні режиму роботи під час вибігу, не дивлячись на збереження закону зміни статичних сил, числа Ньютона безперервно змінюються.

Позначимо початкову кутову швидкість, при якій досліджується цикловий механізм  $\omega_0$ , і відповідно числа Ньютона при цьому режимі:

$$p_{k0} = \frac{M_{\text{ст}} \varphi_{\text{в}}^2}{I \gamma_{\Sigma} \omega_0^2}.$$

Тоді позиційне число Ньютона при кутовій швидкості  $\omega_i \neq \omega_0$  в період вибігу

$$p_k = \left[ \frac{M_{ст} \varphi_B^2}{l \gamma_{\Sigma} \omega_0^2} \right] \frac{\omega_0^2}{\omega_i^2} = p_{к0} \left( \frac{\omega_0}{\omega_i} \right)^2. \quad (8)$$

Переписавши рівняння (7) з врахуванням (8) для кожної конкретної кутової швидкості вала  $\omega_i$  що приймається постійною протягом кожного кінематичного циклу виразимо цикловий к.п.д., у вигляді:

$$\eta_{ц} = \frac{\left( \frac{\omega_0}{\omega_i} \right)^2 \int_0^1 p_{к0} b_k dk}{\left( \frac{\omega_0}{\omega_i} \right)^2 \int_0^1 \frac{p_{к0} b_k}{\gamma_{к}} dk + \int_0^1 \frac{c_k b_k}{\gamma_{к}} b_k dk},$$

або поділивши чисельник і знаменник на величину  $\left( \frac{\omega_0}{\omega_i} \right)^2$ , остаточно одержимо:

$$\eta_{ц} = \frac{\int_0^1 p_{к0} b_k dk}{\int_0^1 \frac{p_{к0} b_k}{\gamma_{к}} dk + \left( \frac{\omega_i}{\omega_0} \right)^2 \int_0^1 \frac{c_k b_k}{\gamma_{к}} dk}. \quad (9)$$

Як видно, величина циклового к.к.д. є також функцією кутової швидкості головного валу і зменшується з ростом кутових швидкостей за рахунок втрат на тертя від чисто динамічного навантаження (другий член знаменника рівняння 9).

### НАБЛИЖЕННЯ КОРОМИСЛА

При наближенні коромисла накопичена пружиною потенціальна енергія, за винятком частини втрат, повертається системі.

Момент від сил пружини, приведений до валу кулачка, повинен при розбігу коромисла перевищувати момент від сил інерції.

При пружинному замиканні ролика штовхача на кулачку, на головному валу у фазі наближення виникають моменти як від статичних сил, так і від сил інерції ведених мас, що міняють знак. При цьому в період розбігу мас повинна бути збережена умова:

$$M_{ст} > I_{\varepsilon_2}, \quad (10)$$

з метою попередження можливого відриву ролика від кулачка.

Робота, що віддається механічній системі (при відсутності сил корисного опору), може бути виражена:

$$A_{пн} = \int_0^{\gamma_{\Sigma}} (M_{ст} - I_{\varepsilon_2}) \gamma_{к} d\gamma, \quad (11)$$

де  $A_{пн}$  — повернена при наближенні робота;

$I$  — момент інерції ведених мас, приведений до валу коромисла.

В цій формулі кутове прискорення коромисла  $\varepsilon_2$  несе в собі знак плюс — при розбігу і мінус — при вибігу ведених мас.

Враховуючи сказане, цикловий к.к.д. при наближенні коромисла має вираз:

$$\eta_{п.н} = \frac{A_{п.н}}{A_{пр.п}}, \quad (12)$$

$A_{пр.п}$  — робота потенціальних пружних сил пружини.

$$A_{пр.п} = c(S_0 + 0,5S)S,$$

де  $S_0$  — робочий хід і

$S$  — величина початкової деформації пружини.

Ввівши безрозмірні інваріанти подібності і зробивши відповідні перетворення, розгорнуті відповідно до формули [4], запишемо значення роботи  $A_{п.н}$  у вигляді:

$$A_{п.н} = \int_0^{\gamma_{\Sigma}} (M_{ст} - I\varepsilon_2) \eta_{п} d\gamma = \int_0^1 p_k b_k \eta_k dk - \int_0^1 c_k b_k \eta_k dk.$$

Величину роботи потенціальних пружних сил пружини  $A_{пр.п}$  можна виразити через межові числа Ньютона:

$$A_{пр.п} = c(S_0 + 0,5S)S = c\left(\frac{S_0}{S} + 0,5\right)S^2.$$

Величину мінімального зусилля пружини запишемо у вигляді:

$$P_{\min} = cS_0 = c\gamma_{оп} b = p_{\min k} \frac{m_{пр} \gamma_{\Sigma} b \omega_0^2}{\varphi_{н}^2}.$$

Якщо врахувати, що значення приведеної маси можна виразити як  $m_{пр} = \frac{I}{b^2}$ , то з останнього рівняння можна визначити  $p_{\min k}$ :

$$p_{\min k} = c \frac{\gamma_{оп} b^2 \varphi_{н}^2}{\gamma_{\Sigma} I \omega_0^2}, \quad (13)$$

де  $p_{\min k}$  — межове число Ньютона для пружини;

$c$  — жорсткість пружини;

$\gamma_{оп}$  — кутове переміщення, що відповідає початковій силі натягу пружини;

$b$  — довжина коромисла;

$\varphi_{н}$  — кут наближення.

Аналогічно можна записати значення  $p_{\max k}$ , яке відповідає найбільшій силі пружини  $P_{\max}$  і найбільшому розмаху коромисла  $\gamma_{м.п}$

$$p_{\max k} = c \frac{\gamma_{м.п} b^2 \varphi_{н}^2}{\gamma_{\Sigma} I \omega_0^2}. \quad (14)$$

Виразивши, як і раніше, змінні числа Ньютона у вигляді

$$p_k = p_{ко} \left( \frac{\omega_0}{\omega_i} \right)^2,$$

а також враховуючи [13] і [14], залишемо остаточно рівняння [12] у вигляді:

$$\eta_{п.н} = \frac{\int_0^1 p_{ко} b_k \eta_k dk - \left( \frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2 \int_0^1 d_k \eta_k dk}{c \left[ \frac{p_{\min o}}{p_{\max o} - p_{\min o}} + 0,5 \right] \gamma_{\Sigma}^2 b^2 \frac{\varphi_{н}^2}{I \omega_0^2}}. \quad (15)$$

### ТЕОРІЯ ВИБІГУ КОРОМИСЛОВИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПРУЖИННИМ ЗАМИКАННЯМ

Вал кулачка з насаженими на ньому деталями (ведучий ротор) з моментом інерції  $I$  в період вибігу віддає попередньо накопичену енергію, зупиняючись через певне число циклів.

Кінетична енергія, накопичена ведучим ротором:

$$A_{\text{кін}} = \frac{I_{\Sigma} \omega_0^2}{2},$$

де  $\omega_0$  — кутова швидкість кулачкового валу в момент вимикання електромагнітної муфти.

Ця енергія за кожний оберт ротора витрачається:

а) на роботу тертя від ваги власне ведучого ротора ( $A_{\text{вт1}}$ )

$$A_{\text{вт1}} = G_{\Sigma} f_{\text{пр}} r_{\text{пр}} 2 \pi, \quad (16)$$

де  $G_{\Sigma}$  — сумарна вага ведучого ротора;

$f_{\text{пр}}$  — приведений коефіцієнт тертя в його опорах;

$r_{\text{пр}}$  — приведений радіус тертя;

б) на роботу тертя від ваги веденого ротора ( $A_{\text{вт2}}$ )

$$A_{\text{вт2}} = 2 G_{\text{в}} f_{\text{о2}} r_{\text{о2}} \gamma_{\Sigma}, \quad (17)$$

де  $G_{\text{в}}$  — сумарна вага веденого ротора (коромислового вала з насаженими на ньому деталями);

$f_{\text{о2}}$  — приведений коефіцієнт тертя в опорах веденого ротора;

$r_{\text{о2}}$  — радіус тертя в підшипниках;

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

в) на роботу тертя між роликом і кулачком під час пауз у верхньому положенні коромисла (вага коромисла у стані рівноваги):

$$A_{\text{в.п}} = \frac{P_{\text{max}} q}{b} f_{\text{р}} R \varphi_{\text{в.п}}, \quad (18)$$

тут  $f_{\text{р}} = \frac{2k + fd}{D}$  — приведений до центру ролика коефіцієнт тертя між

кулачком і роликом (див. рис. 1);

$P_{\text{max}}$  — максимальна сила пружини, що відповідає положенню ролика на верхній паузі;

$b$  — довжина коромисла;

$\varphi_{\text{в.п}}$  — фазовий кут верхньої паузи;

$R$  — максимальний радіус-вектор еквідистантного профілю кулачка;

$q$  — плече сили пружини;

г) на роботу тертя між роликом і кулачком у нижній паузі:

$$A_{\text{н.п}} = \frac{P_{\text{min}} q}{b} f_{\text{р}} r \varphi_{\text{н.п}}, \quad (19)$$

де  $r$  — мінімальний радіус-вектор евідистантного профілю кулачка;

$\varphi_{\text{н.п}}$  — фазовий кут нижньої паузи;

д) на роботу тертя від сил ваги ексцентрично розташованого центру ваги кулачка ( $A_{\text{вт3}}$ ):

Зміна моменту від ексцентрично розташованого центру ваги кулачка носить гармонічний характер.

Максимальна величина моменту (див. рис. 1, б, в)

$$M_{\text{м}} = G_{\text{к}} \cdot e_1,$$

Середній момент

$$M_{\text{ср}} = \frac{M_M}{\pi} \int_0^{\pi} \sin \varphi d\varphi = \frac{2 G_k e_1}{\pi}, \quad (20)$$

де  $G_k$  — вага кулачка;

$e_1$  — плече сили кулачка, зосередженого в центрі ваги кулачка відносно вісі обертання.

Враховуючи (20), запишемо:

$$A_{\text{вт3}} = \frac{M_{\text{ср}} \pi}{\eta_{\text{п}}} = M_{\text{ср}} \eta_{\text{п}}, \quad (21)$$

$\eta_{\text{п}}$  — к.к.д. підшипників кулачкового валу;

е) на накопичення пружиною потенціальної енергії сил пружності за час віддалення коромисла ( $A'_{\text{пр}}$ )

$$A'_{\text{пр}} = \frac{A}{\eta'_{\text{ц}}},$$

де

$$A = c(S_0 + 0,5S)S;$$

$c$  — коефіцієнт жорсткості пружини;

$S_0$  і  $S$  — відповідно попередній і робочий натяг пружини;

ж) на енергію, що віддається пружиною при наближенні коромисла ( $A''_{\text{пр}}$ )

$$A''_{\text{пр}} = A \cdot \eta''_{\text{ц}}.$$

$\eta'_{\text{ц}}$  і  $\eta''_{\text{ц}}$  — циклові к.к.д. механізму при віддаленні і наближенні коромисла.

За повний оберт кулачкового валу робота від сили пружини може бути виражена:

$$A_{\text{пр}} = A \left( \frac{1}{\eta'_{\text{ц}}} - \eta''_{\text{ц}} \right); \quad (22)$$

з) на роботу від чисто динамічних сил веденої системи ( $A_{\text{вт4}}$ )

$$A_{\text{вт4}} \cong 4 E_d \left[ \frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\varphi_y^2} \right] \omega_i^2, \quad (23)$$

де  $E_d$  — константа втраченої роботи за період розбігу при віддаленні при чисто динамічному навантаженні ролика на кулачок;

$I$  — момент інерції мас веденої системи;

$\varphi_y$  — фазовий кут;

$\omega_i$  — кутова швидкість, що змінюється за час вибігу.

З достатньою для практичних розрахунків точністю допустимо, що циклові к.к.д. у фазі віддалення і наближення рівні.

$$\eta'_{\text{ц}} = \eta''_{\text{ц}}.$$

Вираз (22) подамо у вигляді:

$$A \left( \frac{1}{\eta_{\text{ц}}} - \eta_{\text{ц}} \right) = A \Phi. \quad (24)$$

Виразимо також всі втрати, що не залежать або залежать посередньо від кутової швидкості головного валу, як:

$$A_{\text{п}} = A_{\text{вт1}} + A_{\text{вт2}} + A_{\text{вп}} + A_{\text{нп}} + A_{\text{вт3}}. \quad (25)$$

Роботу від чисто динамічних сил (23) подамо у вигляді:

$$A_{\text{вт4}} = E_i \omega_i^2, \quad (26)$$

де

$$E_1 = 4 E_d \frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\varphi_y}$$

Тоді загальне динамічне рівняння руху при вибігу може бути записано так:

$$A_{\text{кін}} = A\Phi + A_n + E_1 \omega_0^2 + A\Phi + A_n + E_1 \omega_1^2 + \dots + A\Phi + A_n + E_1 \omega_z^2. \quad (27)$$

За період  $z$  повних обертів головного валу

$$A_{\text{кін}} = z(A\Phi + A_n) + E_1(\omega_0^2 + \omega_1^2 + \dots + \omega_{z-1}^2 + \omega_z^2). \quad (28)$$

Для спрощення викладок позначимо:

$$\omega_{\text{пр}}^2 = \omega_0^2 + \omega_1^2 + \dots + \omega_{z-1}^2 + \omega_z^2 + 0,$$

де  $\omega_{\text{пр}}$  — деяка приведена величина кутової швидкості ведучого ротора, що змінюється на протязі вибігу;

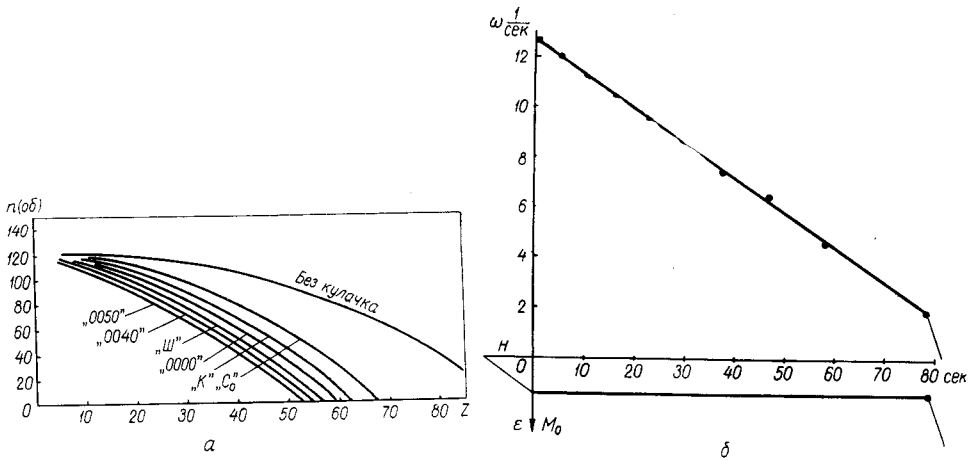


Рис. 2. Зміна кутової швидкості при вибігу.

$a$  — залежність  $n_i(\omega_i) = f(z)$ ;  $b$  — зміна кутової швидкості при вільному вибігу ведучого ротора і величина моменту опору при цьому.

$z$  — число обертів кулачкового валу за час вибігу на експериментальному стенді, яке відраховане електроімпульсним лічильником.

Враховуючи останні зауваження загального динамічного рівняння, визначимо величину  $\Phi$ , яка характеризує зміну циклових к.к.д. експериментального пристрою:

$$\Phi = \frac{A_{\text{кін}} - zA_n - E_1 \omega_{\text{пр}}^2}{zA}. \quad (29)$$

Для даного пристрою для кожного оберт валу величина втрат  $A_n$ , а також робота сил пружини — постійна величина. В останньому рівнянні змінюється тільки величина втраченої роботи  $A_{\text{вт4}}$  (23) в зв'язку із зміною чисел обертів кулачкового валу до повної зупинки (а значить і чисел Ньютона  $p_k$ ), а також змінюється  $\omega_{\text{пр}}^2$ .

Для визначення впливу на циклові к.к.д. геометричних, кінематичних параметрів, а також законів періодичного руху і умов тертя, за осцилограмами, одержаними за допомогою тензометричної апаратури, будемо графіки змін кутової швидкості головного валу, як функція  $z$  (рис. 2  $a$ ).

З метою обробки результатів експериментального дослідження вибираємо базу розрахунків, наприклад  $z=5$  обертів головного валу.

Тоді (29) можна виразити як

$$\Phi = \frac{(A_{\text{кп}} - A_{\text{кк}}) - zA_{\text{п}} - E_{\text{I}} \omega_{\text{пр}}^2}{zA}, \quad (30)$$

де  $A_{\text{пк}}$  і  $A_{\text{кк}}$  — відповідно кінетична енергія в початковий і кінцевий моменти ділянки, що розглядаються.

Ввівши позначення  $A_{\text{втв}} = \frac{(A_{\text{кп}} - A_{\text{кк}}) - zA_{\text{п}}}{zA}$ , а також підставивши  $E_{\text{I}}$  і значення реальних величин експериментального пристрою  $I = 6,66 \text{ кгсмсек}^2$ ;  $\gamma_{\text{с}} = 10^\circ$ ;  $\varphi_{\text{у}} = 90^\circ$  і позначивши кутову швидкість у вигляді  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ , остаточно запишемо

$$\Phi = A_{\text{втв}} - \frac{0,0116 E_{\text{д}} n_{\text{пр}}^2}{zA}. \quad (31)$$

### МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

В рівняннях (9) і (15) подана величина миттєвого к.к.д. ( $\eta_{\text{к}}$ ), яка залежить від фази цикла, від геометричних параметрів кулачкового механізму, а також і від умов тертя в опорах ведучої і веденої систем. Для оцінки величини тертя в опорах кулачка та коромисла і експериментального дослідження циклових і миттєвих к.к.д. був створений спеціальний стенд, який дає можливість визначити ці величини методом вибігу.

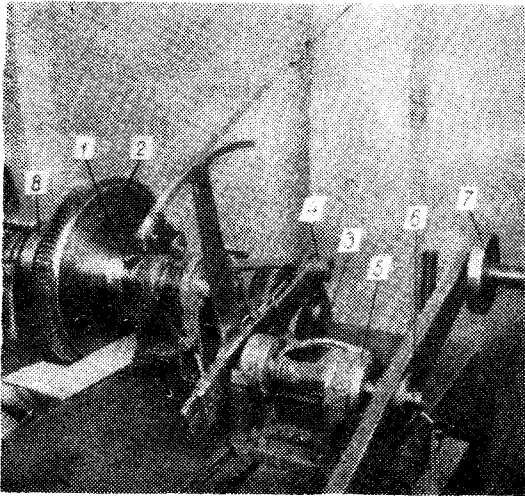


Рис. 3. Стенд для експериментального дослідження к.к.д. коромислових кулачкових механізмів.

Стенд (рис. 3) є ведучим ротором (кулачковий вал) 1 з насадженим інерційним диском 2. На кінці валу закріплений кулачок 3, який працює в парі з коромислом 4. Ведена система встановлена на опорах 5. Динамічною навантажкою на вал коромисла 6 є навантажувач 7.

Після досягнення заданого числа обертів ведучий ротор вимикався від привода електромагнітною муфтою 8, після чого накопичена маховиком енергія гасилася внутрішнім тертям і опором повітря.

### ОЦІНКА КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ МЕТОДОМ ВИБІГУ

Вперше метод вибігу для дослідження тертя в підшипниках і буксах був запропонований основоположником гідродинамічної теорії змазки М. П. Петровим [5]. Пізніше за ідеєю М. П. Петрова Деттмар побудував машину для визначення втрат на тертя. Цей метод завоював велику популярність і до цього часу не має рівних за своєю простотою і точністю.

Основною перевагою методу вибігу перед другими способами визначення власних втрат в машинах є те, що після відмикання приводу машина вільна від будь-яких сторонніх впливів додаткових пристроїв. Рух відбувається під дією накопиченої за час розгону кінетичної енергії.



Недоліком цього методу є те, що момент опору визначається при змінному режимі роботи машини.

Як показали численні вітчизняні і зарубіжні дослідники [2—4, 9], загальний момент опору підшипників при обертанні залежить від багатьох факторів — навантаження, швидкості обертання, температури і дози змазки, конструктивних параметрів тощо.

Рівняння руху при вибігу системи, що обертається, може бути подане як:

$$I_{\Sigma} \frac{\omega_0^2}{2} = M_0 \varphi.$$

Зниження кінетичної енергії за безмежно малий відрізок часу буде дорівнювати роботі моменту опору  $M_0$  на шляху, пройденому системою за час  $dt$ , і може бути виражене рівністю:

$$I_{\Sigma} \frac{d\varphi}{dt} d\omega = M_0 d\varphi.$$

Після перетворень одержимо результати: кожен мить часу загальний момент опору при вибігу системи, що обертається, дорівнює добутку моменту інерції системи відносно вісі обертання  $I_{\Sigma}$  на величину кутового прискорення системи в дану мить:

$$M_0 = I_{\Sigma} \dot{\omega}. \quad [32]$$

Таким чином, момент опору є деякою функцією від кутової швидкості  $\omega$

$$M_0 = I_{\Sigma} \dot{\omega} = F(\omega).$$

Вид цієї функції підлягає експериментальному визначенню методом вибігу або може бути попередньо накреслений, виходячи з теоретичних передбачень.

Як відомо [2, 3] в системі, вибіг якої досліджується, тертя в різних з'єднаннях елементів може мати різний характер. Тому в одних з'єднаннях або при одних умовах воно не буде залежати від швидкості, в других — може бути пропорційне швидкості, а в третіх — може бути пропорційне квадрату швидкості. Такому передбаченню про характер зміни опору при вибігу мас відповідає рівняння параболи в полярних координатах:

$$M_0 = I_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt} = C + B\omega + A\omega^2. \quad (33)$$

У цьому рівнянні загальний момент опору при обертанні складається

1) з постійної величини  $C$ , яка не залежить від кутової швидкості;

2) з величини, яка залежить від лінійної зміни кутової швидкості  $B\omega$ ;

3) з величини, яка залежить від зміни квадрата кутової швидкості  $A\omega^2$ .

Роботи І. В. Крагельського, Г. А. Левіта, Р. М. Матвеевського та ін., а також велика кількість експериментальних досліджень вільного вибігу на запропонованому автором стенді показують, що при малій в'язкості масла і неінтенсивній змазці, швидкість обертання майже не впливає на тертя (в межах тих чисел обертів, що прийняті при дослідженні). Зміна кутової швидкості за час вибігу, отримана на нашому експериментальному пристрої, підтверджує лінійний характер зміни  $\omega$ , при якому величина моменту опору залишається постійною майже до повної зупинки кулачкового валу (рис. 2, б).

На основі вище сказаного рівняння (33) приймає вигляд (в цьому випадку коефіцієнти  $A$  і  $B$  рівні нулю):

$$I^2 \omega + C = 0. \quad (34)$$

Остаточно момент опору виражається:

$$M_0 = -C = -\frac{I^2 \omega_0}{T}, \quad (35)$$

де  $\omega_0$  — початкова кутова швидкість при вибігу;  
 $T$  — загальний час вибігу.

Величина моменту опору  $M_0$  залежить від часу  $T$  вільного вибігу. Точність експериментальних даних у значній мірі залежить від визначення загальної величини  $T$ . В нашому випадку вказаний час фіксувався осцилографом від початку вибігу (виключення основного приводу електромагнітною муфтою) до повної зупинки механізму. В зв'язку з наявністю електромагнітної муфти враховувався час дії цієї муфти ( $t_{в.м.}$ ). Як

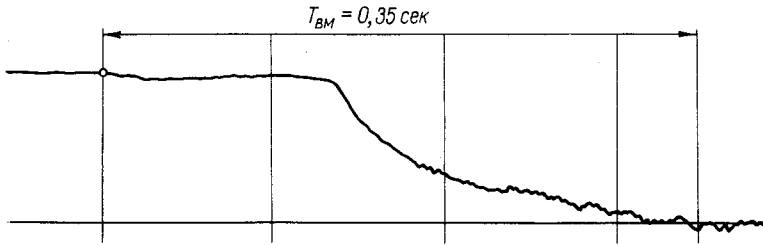


Рис. 4. Осцилограма зміни величини моменту в період виключення електромагнітної муфти ЕМ-48.

відомо, електромагнітні муфти спрацьовують не миттєво, а з часом. З цією метою осцилографічним шляхом записана зміна моменту (рис. 4) на привідному валу в період виключення електромагнітної муфти.

Враховуючи рівняння (35) при наявності моменту опору, величина приведенного коефіцієнта тертя визначається однозначно:

$$f_{пр} = \frac{M_0}{G_{\Sigma} r_{пр}}.$$

Подана методика була використана автором для збору необхідних експериментальних даних про циклові к.к.д. в залежності від окремих параметричних значень.

Результати цих досліджень вимагають окремих наступних публікацій.

## ЛІТЕРАТУРА

1. И. И. Артоболевский, В. Т. Костицын, Н. П. Раевский. О давлениях на опоры штанги кулачкового механизма. Тр. семинара по ТММ, т. 9, вып. 35, 1950.
2. А. Н. Зайцев. Основы учения о трении, износе и смазке машин, ч. I, Машгиз, 1948.
3. Р. М. Матвиевский. Исследование трения в приборных подшипниках. Машгиз, 1957.
4. Г. А. Левит. Коэффициент полезного действия быстроходных станков и способы его повышения. ЦБТИ, 1950.
5. Н. П. Петров. Гидродинамическая теория смазки (избранные работы). Изд-во АН СССР, 1948.
6. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. Изд-во «Книга», 1965.
7. Д. М. Сенник. Энергетична ефективність кулачкових механізмів при чисто динамічному навантаженні. «Поліграфія і видавнича справа» № 2, 1965.
8. Д. Н. Сенник. Влияние структуры коромысловых кулачковых механизмов на цикловые к. п. д. «Поліграфія и издательское дело» № 1, 1964.

*D. M. SENIK*

**METHODS OF EXPERIMENTAL INVESTIGATION  
OF CYCLE EFFICIENCY OF ROCKER CAM MECHANISMS**

S u m m a r y

The article deals with the analytic principles of the run out method which is used for the investigation of cycle efficiency of rocker cam mechanisms.

The stand for studying cam mechanisms and deformation measurers are described.

Methods of experimental determining coefficient of friction for the supports of the driven system and the driving one are described.

---