

ДО ПРОБЛЕМИ ОЦІНКИ ВЕЛИЧИНИ ЗНОШУВАННЯ ПРОФІЛІВ КУЛАЧКІВ

Хоча кулачкові механізми широко розповсюджені у поліграфічному машинобудуванні, проблема їх розрахунку на зношування ще недостатньо вивчена. Разом з тим деякі складні машини мають зменшений технічний ресурс через інтенсивне зношування робочих профілів кулачків. У зв'язку з цим, розширення досліджень процесу зношування кулачків з метою обґрунтування нормативів щодо проектування кулачкових механізмів, є необхідною умовою створення надійних та довговічних циклових машин-автоматів.

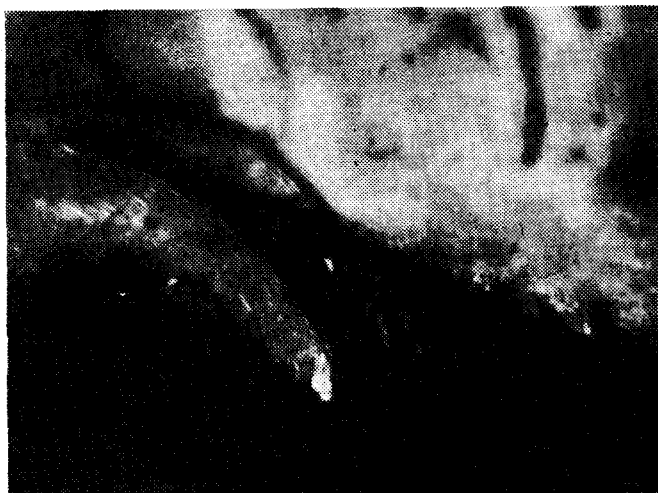


Рис. 1. Мікрошліф спрацьованого поверхневого шару профілю кулачка ($\times 600$).

Одна із гіпотез про причину зношування кулачка та ролика розглядає як домінуючий фактор відносно пружне ковзання контактуючих поверхонь. Під впливом пластичної деформації, яка виникає в зоні контакту за наявності значних тангенціальних сил тертя в процесі відносного пружного ковзання, відбувається «наволочення» периферійних зерен металу. Мاستило, адсорбуючись у мікротріщинах, сприяє розвитку їх сітки та луценню окремих частинок товщиною від декількох мікронів до 0,1 мм (рис. 1). Утворені під час руйнування контактуючих поверхонь ювенільні мікроскопічні поверхні сприяють молекулярному захопленню поверхонь ролика та кулачка, що взаємно перекочуються, з наступним диспергуванням окремих зерен, які слабше зв'язані з тілом деталі.

У статті подано результати аналітичних та експериментальних досліджень величини радіального зносу профілів кулачків, які проведено на кафедрі поліграфічних машин УПІ.

Щоб скоротити число факторів, які впливають на процеси зношування, об'єктом дослідження вибрано кулачок у вигляді ексцентрика діаметром 120 мм, з ексцентриситетом 25 мм. Коромисловий штовхач довжиною 130 мм, з роликком діаметром 50 мм навантажували торсіоном. Таким чином, у кожній точці по контуру периметра кулачка за кожним обертом виникає певне навантаження у межах від $R_{n\min}$ до $R_{n\max}$ при збереженні тієї ж приведенної кривизни контактуючих поверхонь протягом всього кінематичного циклу.

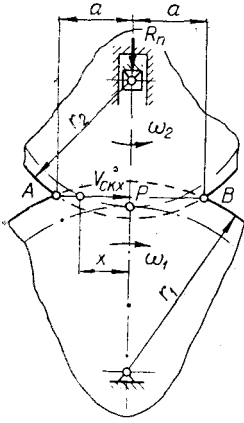


Рис. 2. Схема контактуючих циліндрів.

навантаження R_n утворили площадку контакту $2a \times 1$ (рис. 2, а). Через малий розмір a по відношенню до діаметрів циліндрів знехтуємо відхилення площадки контакту від площини, що проходить через твірні циліндрів у точках А і В.

Мікрофотографія зони контакту роликів із сталі та сірого чавуну (рис. 3) відображає дійсну картину деформацій при силовому контакті.

Швидкість відносного пружного ковзання у зоні контакту ($V_{ск\chi}$) кінематично визначається у відповідності з раніше опублікованим висновком [1] у вигляді

$$V_{ск\chi} = V_{ск\chi n} \cdot \omega_1 \cdot r_1, \quad (1)$$

де $V_{ск\chi n} = \delta - (0,5 - \chi^2) \cdot q$ — інваріант швидкості $V_{ск\chi}$; $\delta = 1 - \frac{\omega_{2\phi}}{\omega_{2n}}$ — коефіцієнт відносного ковзання, що визначається експериментально, тут $\omega_{2\phi}$ — фактична та ω_{2n} — ідеальна кутна швидкості ролика; $\chi = \frac{x}{a}$ — відносне положення точки зони контакту, яку ми розглядаємо (рис. 2); $q = \left(\frac{a}{r_1}\right)^2 + \left(\frac{a}{r_2}\right)^2$ — фізичний параметр, який відображає вплив величини половини поверхні деформації в зоні контакту, при заданих розмірах тіл, що стискаються, на величину швидкості відносного пружного ковзання.

Відносне зміщення поверхонь ролика та кулачка за цикл контакту ($S_{відн}$):

$$S_{відн} = \xi_2 \cdot r_1, \quad (2)$$

де ξ_2 — інваріант цієї величини, який визначається відповідним інтегруванням формули (1).

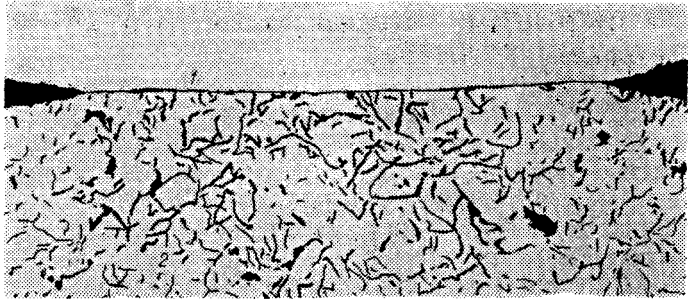


Рис. 3. Мікрофотографія смужки контакту роликів зі сталі та сірого чавуну ($\times 200$).

Оцінка радіального зношування профілів кулачка.

Нормальним зношуванням вважають величину зменшення розміру зношеної поверхні, яка вимірюється у напрямку нормалі. Розглянемо схему контактуючих циліндрів, які під впливом

Після відповідних перетворень та упрощень величина ξ_2 набирає вигляду

$$\xi_2 = 2 \cdot \left[(\delta - 0,5 \cdot q) \cdot \arcsin \frac{a}{r_1} + \frac{r_1^2 \cdot q}{2 \cdot a^2} \left(\arcsin \frac{a}{r_1} - \frac{a}{r_1} \sqrt{1 - \frac{a^2}{r_1^2}} \right) \right]. \quad (3)$$

Величина **контактних напруг** по ширині смужки контакту (σ_χ) змінюється за еліптичним законом

$$\sigma_\chi = \sigma_K \cdot \sqrt{1 - \chi^2} = \sigma_\chi \cdot \sigma_K, \quad (4)$$

де $\sigma_{\chi_{\text{н}}} = \frac{\sigma_\chi}{\sigma_K}$ — інваріант цих напруг, σ_K — максимальна величина контактних напруг.

Елементарна потужність, що витрачається на тертя під час пружного ковзання, визначається величиною

$$N_\chi = l \cdot \sigma_\chi \cdot \mu_\phi \cdot V_{\text{скл}} \cdot dx, \quad (5)$$

де l — довжина смужки контакту; μ_ϕ — коефіцієнт тертя ковзання.

Сумарна робота тертя за цикл контакту

$$A_\Sigma = 2 \cdot \sigma_K \cdot \mu_\phi \cdot a^2 \cdot \left[\int_{\chi_0}^1 V_{\text{скл}_{\text{н}}} \cdot \sigma_{\chi_{\text{н}}} \cdot d\chi - \int_0^{\chi_0} V_{\text{скл}_{\text{н}}} \cdot \sigma_{\chi_{\text{н}}} \cdot d\chi \right] = \\ = 2 \cdot \sigma_K \cdot \mu_\phi \cdot a^2 \cdot \alpha, \quad (6)$$

де $\alpha = \int_{\chi_0}^1 V_{\text{скл}_{\text{н}}} \cdot \sigma_{\chi_{\text{н}}} \cdot d\chi - \int_0^{\chi_0} V_{\text{скл}_{\text{н}}} \cdot \sigma_{\chi_{\text{н}}} \cdot d\chi$ — інваріант роботи тертя.

Після підстановки значення інваріанту відносного пружного ковзання за формулою (1) та інваріанту контактних напруг за формулою (4) він набирає вигляду

$$\alpha = \frac{A_\Sigma}{2 \cdot \sigma_K \cdot \mu_\phi \cdot a^2} = (\delta - 0,5 \cdot q) \cdot f_1(\chi_0) + q \cdot f_2(\chi_0), \quad (7)$$

де

$$f_1(\chi_0) = \frac{\pi}{4} - 2 \cdot \left(\frac{\chi_0}{2} \sqrt{1 - \chi_0^2} + 0,5 \cdot \arcsin \chi_0 \right)$$

і

$$f_2(\chi_0) = \frac{\pi}{2} - 2 \cdot \left[-\frac{\chi_0}{4} \cdot \sqrt{(1 - \chi_0^2)^3} + \frac{1}{8} (\chi_0 \cdot \sqrt{1 - \chi_0^2} + \arcsin \chi_0) \right].$$

При граничному значенні $\chi_0 = 0$ інваріант α набирає значення

$$\alpha = (\delta - 0,5 \cdot q) \frac{\pi}{4} + q \cdot \frac{\pi}{2} = \frac{\pi}{4} \cdot \delta + \frac{3 \cdot \pi}{8} \cdot q. \quad (8)$$

Припускаючи зношування пропорціональним роботі сил пружного ковзання, запишемо залежність

$$\Delta R_{\text{зн}} = C_1 \cdot A_\Sigma \cdot N_{\text{ц}}, \quad (9)$$

де $\Delta R_{\text{зн}}$ — зношування по нормалі до поверхні профілю кулачка, *см*; C_1 — фізичний коефіцієнт (кг^{-1}), який визначається експериментально; $N_{\text{ц}}$ — кількість циклів навантаження; A_Σ — сумарна робота сил пружного ковзання за цикл контакту, *кгсм*.

Із сумісного розв'язку рівнянь, які з'єднують величини півширини смужки контакту і контактних напруг під час стиску циліндрів

$$a = 0,8 \cdot \sqrt{\frac{R_n}{b} \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} \cdot F}$$

і

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{R_n}{b} \cdot E_{np} \cdot \left(\frac{2}{D_1} + \frac{2}{D_2}\right)} \quad (10)$$

виведемо

$$a = a_0 \cdot \sigma_k, \quad (11)$$

де

$$F = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \quad \text{і} \quad E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

залежать від властивостей контактуючих матеріалів μ_1 ; μ_2 ; E_1 ; E_2

$$a_0 = 1,36 \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} \sqrt{\frac{F}{E_{np}}} \quad (12)$$

Підставляючи в формулу (9) величину A_2 за формулою (6) і вводячи значення a , що відповідає граничному значенню $\chi_0 = 0$, за формулою (8), а також замінивши величину a з врахуванням формули (11), запишемо:

$$\Delta R_{zn} = \frac{\pi}{2} \cdot C_1 \cdot \mu_\varphi \cdot a_0^2 \cdot \left(\delta + \frac{3}{2} \cdot q\right) \cdot N_{ц} \cdot \sigma_k^3 \quad (13)$$

Дослідження відносного ковзання ролика діаметром 50 мм під час кочення по циліндру діаметром 120 мм показали, що взаємозв'язок між коефіцієнтами $\delta = 1 - \frac{\omega_{2\phi}}{\omega_{2ц}}$ і величиною контактних напруг σ_k можна апроксимувати лінійною залежністю

$$\delta = k \cdot \sigma_k, \quad (14)$$

де k — фізичний коефіцієнт пропорційності (у даному випадку $k \cong 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{кг}$).

Підставляючи у формулу (13) значення

$$q = \left(\frac{a}{r_1}\right)^2 + \left(\frac{a}{r_2}\right)^2,$$

з врахуванням формули (11), а також значення δ за формулою (14), перепишемо формулу (13) у вигляді

$$\Delta R_{zn} = \frac{\pi}{2} \cdot C_1 \cdot \mu_\varphi \cdot a_0^2 \cdot \left[k \cdot \sigma_k + \frac{3}{2} \cdot a_0^2 \cdot \sigma_k^2 \cdot \left(\frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{r_2^2}\right) \right] \cdot N_{ц} \cdot \sigma_k^3$$

або

$$\Delta R_{zn} = \mu_\varphi \cdot (A_1 \cdot \sigma_k^4 + A_2 \cdot \sigma_k^5) \cdot N_{ц}, \quad (15)$$

де

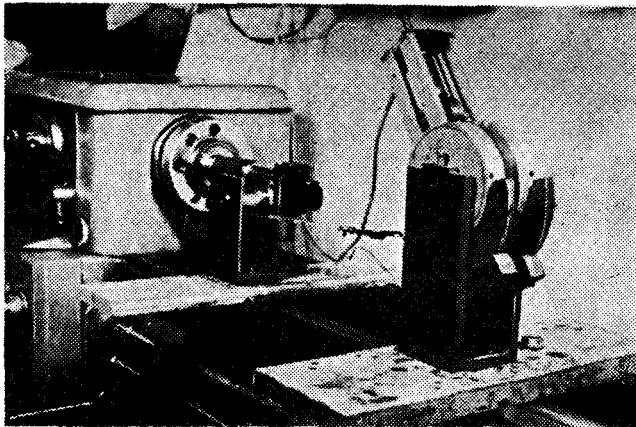
$$A_1 = \frac{\pi}{2} \cdot C_1 \cdot a_0^2 \cdot k \quad \text{та} \quad A_2 = \frac{3}{4} \cdot \pi \cdot C_1 \cdot a_0^4 \cdot \left(\frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{r_2^2}\right).$$

Порівняння результатів теоретичних підрахунків величин зношування і результатів оцінки їх на базі експериментальних досліджень під час сухого тертя виявило деяку розбіжність — недооцінку величини зношування за високих контактних напруг.

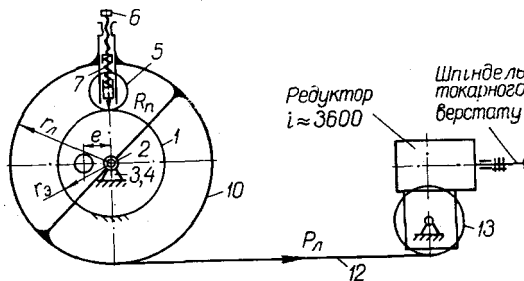
Це спостереження звернуло нашу увагу на вивчення коефіцієнтів тертя μ_φ , які виникають у процесі зношування кулачкових механізмів з врахуванням впливу окремих факторів, що викликають практичний інтерес.

Вплив окремих факторів на величину коефіцієнтів тертя μ_{φ} . Для оцінки величини коефіцієнтів тертя ковзання μ_{φ} , які виникають між роликом і профілем кулачка, спроектовано і виготовлено стенд (рис. 4, а, б).

Ексцентрик жорстко насаджується на вал 2, який закріплюється нерухомо в корпусі 3, встановленому на загальній плиті 4. Остання базується на напрямних токарного верстата і фіксується спеціальними захватами. Навантаження у парі ролик 5 і ексцентрик 1 створюється за допомогою гвинта 6 через пружину 7. Квадратні головки осі ролика 5 мають можливість під дією навантаження переміщатися у на-



а



б

Рис. 4. Стенд для дослідження коефіцієнта тертя: а — загальний вигляд; б — принципова схема.

прямних гітари 10, яка опирається підшипниками кочення на вал 2. Відносне ковзання ролика по нерухомому ексцентрику створюється поворотом гітари 10 за допомогою стрічки 12, що намотується на барабан 13. Останній приводиться в рух від шпінделя токарного верстата через редуктор з передаточним відношенням $i = 3600$.

Для реєстрації притискного зусилля R_n і натягу стрічки P_l установка має тензодатчики.

Під час розв'язування рівняння рівноваги сил експериментальної установки одержано залежність для визначення коефіцієнтів тертя ковзання

$$\mu_{\varphi} = \frac{P_l \cdot r_l}{R_n \cdot r_e} - \frac{Q}{R_n} \cdot f_0 \cdot \frac{r_0}{r_e}, \quad (16)$$

де r_l — радіус барабана гітари; r_e — радіус ексцентрика; f_0 — коефіцієнт тертя в підшипниках кочення; r_0 — радіус тертя в опорах; Q — сумарне навантаження в опорах.

Дослідження впливу величини зношування кулачка на величину коефіцієнта тертя ковзання μ_f . Експериментальні дослідження μ_f проведено за конкретних контактних напруг σ_k і різних значень величини нормального зношування по колу ексцентрика.

Результати випробувань наведено у вигляді графіків на рис. 5, а, б, в. Аналіз одержаних залежностей показує, що зношування профілю кулачка порівняно мало впливає на величину коефіцієнта тертя, яким у першому наближенні можна нехтувати.

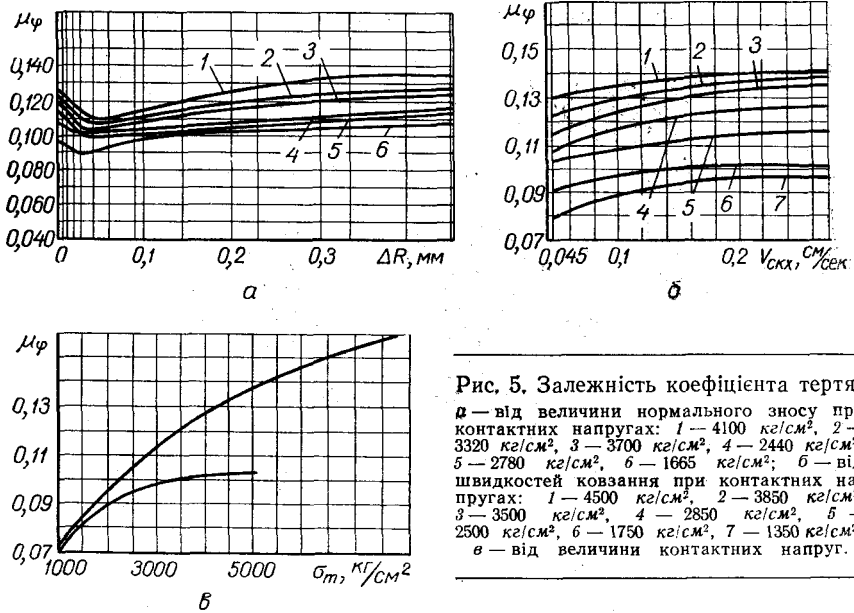


Рис. 5. Залежність коефіцієнта тертя
 а — від величини нормального зносу при контактних напругах: 1 — 4100 кг/см^2 , 2 — 3320 кг/см^2 , 3 — 3700 кг/см^2 , 4 — 2440 кг/см^2 , 5 — 2780 кг/см^2 , 6 — 1665 кг/см^2 ; б — від швидкостей ковзання при контактних напругах: 1 — 4500 кг/см^2 , 2 — 3850 кг/см^2 , 3 — 3500 кг/см^2 , 4 — 2850 кг/см^2 , 5 — 2500 кг/см^2 , 6 — 1750 кг/см^2 , 7 — 1350 кг/см^2 ; в — від величини контактних напруг.

Дослідження впливу швидкостей ковзання на зміну коефіцієнта тертя. Під час цих досліджень змінними були величини швидкостей ковзання за конкретних значень величин контактних напруг.

Експерименти проводились на незношених ексцентриках. Результати випробувань подано на рис. 5, б, аналіз яких показує порівняно малий вплив зміни швидкостей ковзання на величини коефіцієнтів тертя в парі ролик-кулачок.

Вплив величини контактних напруг на зміну коефіцієнта тертя ковзання. У процесі експериментів змінювали величини контактних напруг, реєструючи зусилля стрічки, які визначають відповідні коефіцієнти тертя.

На рис. 5, в зверху наведено графік залежності коефіцієнта сухого тертя μ_f від величини контактних напруг σ_k , який показує значний вплив останніх на величину коефіцієнтів тертя ковзання в зоні контакту ролика та кулачка, а внизу — за наявності рідкого мастила.

У результаті обробки одержаних результатів, емпірична залежність для коефіцієнтів сухого тертя має вигляд

$$\mu_f = a_f + b_f \cdot \sigma_k + c_f \cdot \sigma_k^2, \quad (17)$$

де a_f , b_f , c_f — коефіцієнти, які визначаються експериментально.

Узагальнення результатів дослідження. Після підстановки (17), формула (15) набуває вигляду

$$\Delta R_{zn} = (B_1 \cdot \sigma_k^4 + B_2 \cdot \sigma_k^5 + B_3 \cdot \sigma_k^6 + B_4 \cdot \sigma_k^7) \cdot N_{ц}, \quad (18)$$

де

$$B_1 = a_f \cdot A_1; \quad B_2 = b_f \cdot A_1 + a_f \cdot A_2; \\ B_3 = c_f \cdot A_1 + b_f \cdot A_2; \quad B_4 = c_f \cdot A_2.$$

На рис. 6 показано криві нормального зношування профілю кулачка в залежності від величини контактних напруг при одному і тому ж числі циклів навантаження ($N_{\text{ц}} = 1,2 \cdot 10^5$ циклів).

Крива 1 відображає результати експериментального дослідження випробуваних кулачків.

Крива 2 — результати аналітичного визначення зношування за формулою (15) ($\mu_{\text{ф}} = \text{const}$).

Крива 3 — результати аналітичного визначення зношування за формулою (18) ($\mu_{\text{ф}} \neq \text{const}$).

Як видно з порівняння кривих, величина зношування, що знайдена аналітичним розрахунком за формулою (18) і величина, знайдена експериментально, збігаються.

Наведені дані аналітичного і експериментального дослідження дають можливість стверджувати, що зношування чавунних кулачків залежить, головним чином, від відносного пружного ковзання контактуючих поверхонь.

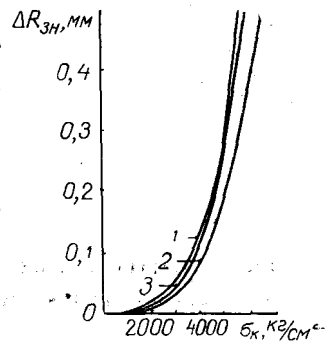


Рис. 6. Залежність нормального зносу профілю кулачка від величини контактних напруг:

ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир, Г. В. Серга. Исследование износа профилей кулачков полиграфических машин. В сб. «Машиностроение для полиграфической промышленности». М., № 12, 1970.

TIR K. V., SERGA G. V.

ON THE PROBLEM OF THE ESTIMATION OF THE CAM PROFILES WEAR EXTENT

Summary

The results of analytical and experimental investigations of the cam profiles wear extent are elucidated.

The results of the experimental investigations of the sliding friction factors in the roller-cam contact zone are cited.