

Б.С. Стеців

МЕТОДИКА АНАЛІЗУ КУЛАЧКОВИХ  
МЕХАНІЗМІВ ЗА ПРОФІЛЯМИ КУЛАЧКІВ

Якість виконання технологічних операцій, споживання енергії, спрацьовування контактуючих поверхонь деталей циклових механізмів залежать від цілої низки факторів, серед яких чи не найголовнішим є вибір і реалізація відповідного закону періодичного руху (ЗПР). Невідповідність ЗПР спричиняє значне зменшення довговічності найважливіших деталей кулачкових механізмів. Так, у друкарні видавництва “Вільна Україна” термін служби кулачків приводу графейок фальцапаратів газетних ротаций становить 4—5 місяців. При аналізі виявлено, що профіль кулачка виконано за законом “Конисусоїда”, застосованим переважно для руху без пауз. Ресурс же роботи кулачка, виготовленого з того ж матеріалу за ЗПР “Синусоїда”, збільшився до 2—3 і більше років. Таку модернізацію можна здійснити, коли відомо, за яким законом зроблено діючий кулачок. Тільки це дає впевненість у правильності розв’язання проблеми.

Більшість імпортних машин постачається без конструкторської документації, і в цьому випадку аналіз механізму можливий за допомогою нижчевикладеної методики, яка має теоретичне й експериментальне обґрунтування, а також була випробувана у виробничих умовах.

Для визначення радіусів-векторів профілю кулачка і кутових координат використовуються діляльна головка і прилад для знаходження лінійних розмірів. Отримані значення заносяться у відповідну таблицю.

Як видно з геометричної схеми (див. рисунок), коромисло кулачкового механізму  $O_2K$  здійснює додаткове переміщення відносно точки  $O_2$  в період кочення ролика ділянки профілю кулачка, які відповідають фазовим кутам наближення і віддалення. Поточні кути у повороту коромисла від бази механізму визначають за формулою



Інваріанти переміщень не дають чіткої інформації про ЗПР, тому проаналізуємо першу і другу похідні отриманої функції:

$$\omega_2 = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{da_k \gamma_2}{dt} = \frac{da_k \gamma_2}{dk} \cdot \frac{dk}{dt} = \frac{1}{T} b_k \gamma_2 = b_k \frac{\gamma_3}{\varphi} \omega_1, \quad (4)$$

де  $\omega_1 = \frac{\varphi}{T}$  — кутова швидкість кулачка або осі коромисла в механізмі з нерухомим кулачком;  $b_k = \frac{da_k}{dk}$  — інваріант швидкості коромисла;  $\varphi$  — фазовий кут;  $T$  — період однозначного переміщення.

Продиференціюємо чисельно функцію  $a_k = f(k)$  за відносним часом:

для фази наближення

$$b_{kn} = \frac{a_{k-1} - a_k}{\Delta K}; \quad (5)$$

для фази віддалення

$$b_{kb} = \frac{a_k - a_{k-1}}{\Delta K}, \quad (6)$$

де  $a_k$  — інваріант переміщень у певній позиції;  $a_{k-1}$  — інваріант переміщень у попередній позиції;  $\Delta K$  — позиційний інваріант відносного часу  $\Delta K = \frac{t}{T}$ .

Вирахувані за формулами (4) і (5) інваріанти швидкостей відповідають точкам у позиціях  $K_i = K + \frac{\Delta K}{2}$ . Для знаходження значень  $b_k$ , які відповідатимуть позиціям  $a_k$ , потрібно визначити середнє значення двох найближчих точок, що відповідають  $b_k$  і  $b_{k-1}$ .

Аналогічно знаходимо позиційні інваріанти прискорень:

$$\varepsilon = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{db_k \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi} \omega_1}{dt} = \frac{db_k \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi} \omega_1}{dk} \cdot \frac{dk}{dt} = \frac{1}{T} C_k \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi} \cdot \omega_1 = C_k \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi^2} \cdot \omega_1^2, \quad (7)$$

де  $C_k = \frac{db_k}{dk}$  — позиційний інваріант прискорень.

Відповідно:

$$\text{для періоду розбігу } C_{kb} = \frac{b_k - b_{k-1}}{\Delta k};$$

$$\text{для періоду вибігу } C_{kb} = \frac{b_{k-1} - b_k}{\Delta k}.$$

При знаходженні позиційних інваріантів прискорень потрібно використовувати проміжні значення позиційних інваріантів швидкостей. Тоді позиції інваріантів прискорень збігатимуться з позиціями інваріантів переміщень.

Для уточнення ЗПР отримані значення кінематичних інваріантів порівнюємо з відповідними табличними [1].

Випробування методики здійснено на механізмі виводу графєнок фальцапарата газетних ротацій. При цьому виявлено, що профіль кулачка, виконаний згідно із ЗПР “Косинусоїда”, рекомендують тільки для руху коромисла без пауз [1, 2] і для механізму з поступальним центральним штовхачем. За цим ЗПР маємо стрибок прискорень на початку і в кінці однозначних переміщень. Саме тому в досліджуваних механізмах виявлено інтенсивне спрацювання профілів кулачка в періоди переходу від фаз однозначних переміщень при наближенні і віддаленні до фаз верхньої або нижньої пауз, а також виникнення віброударного режиму роботи (він спричиняє поломку графєнок і забивання фальцапарата). Через один—три місяці експлуатації машини на профілях кулачків з’являлося до п’яти—шести лунок через взаємодаряння профілів кулачка і роликів. Глибина лунок зменшувалась в міру віддалення від моменту зміни прискорень.

Таким чином, для підвищення надійності і довговічності кулачкових механізмів з геометричним замиканням рекомендується використовувати ЗПР з плавною "м'якою" зміною прискорень, особливо на початку і в кінці однозначних переміщень.

Спостереження за роботою механізмів, кулачки яких виконані за законом "Синусоїда", підтвердили рекомендації щодо застосування для кулачкових механізмів з геометричним замиканням ЗПР з "м'якою" зміною прискорень. Це гарантує значне підвищення надійності та довговічності механізмів.

1. Тир К.В. Комплексный расчет кулачковых механизмов М., 1958.
2. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов М., 1965.

Стаття надійшла до редколегії 24. 01. 97