

## ПРО ВИБІР ДОПУСТИМИХ КОНТАКТНИХ НАПРУГ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

При проектуванні кулачкових механізмів вибір допустимих контактних напруг звичайно проводять орієнтуючись на рекомендації, які належать до розрахунку зубчастих коліс. Разом з тим умови роботи роликів в парі з профілями кулачків суттєво відрізняються від умов роботи зубчастих коліс. Цим визначалась актуальність проведення дослідження кінетики зносу профілів кулачків залежно від різних конкретних умов, а також впливу спрацювання профілів на зміну динамічних характеристик кулачкових механізмів.

Об'єктом дослідження були кулачки у вигляді ексцентриків діаметром 120 мм з ексцентриситетом 25 мм, які мали дві кільцеві поверхні, точно оброблені з однієї установки. Одне кільце використовували як контрольне, від якого проводили відрахунки радіального спрацювання робочого кільця.

Для вимірювання спрацювання робочого профілю використовували прилад на базі електричного самописця БВ-662 з індуктивним датчиком, який реєстрував радіальну різницю контрольного і спрацьованого робочого коліс ексцентрика.

Показ індуктивного датчика за допомогою пера самописця записувався на паперовій стрічці, яка обтягує барабан з діаметром, що дорівнює діаметру досліджуваних ексцентриків.

Досліджуваний ексцентрик фіксувався на приладі і повертався разом з барабаном.

Ексцентрик перед встановленням на досліджуваний стенд кріпився в центрах приладу для запису нульової лінії, яка відповідала початковій різниці радіусів-векторів поверхонь контрольного та робочого кілець.

В ідеальному випадку нульова лінія повинна бути прямою. Насправді із-за похибок при обробці кілець ця лінія відхилялась від прямої (рис. 1, лінія 1).

У процесі досліджень після певної кількості циклів навантаження ексцентрики знімалися зі стенда і встановлювались на описаний вище прилад для реєстрації радіального спрацювання робочого кільця.

Контрольні записи, які мають вигляд кривих, зміщених відносно нульової лінії на величину радіального спрацювання робочої поверхні ексцентрика ( $\times 500$ ), показані на рис. 1 (лінії 2—6), залежно від кількості циклів навантажень.

Дослідження проводились на спеціально спроектованих одношпіндельному і восьмишпіндельному стендах.

Восьмишпіндельний стенд [1] дає можливість одночасно спрацьовувати до восьми ідентичних кулачків, поставлених у рівні умови, що збільшує об'єктивність зіставлення результатів, скорочує трудомісткість і час, необхідний для нагромадження достатньої кількості експериментальних даних.

Забезпечення рівних умов дослідження на стенді серії кулачків досягається використанням єдиного центрального привідного пристрою,

який передає рух чотирьом планетарно розміщеним валам ідентичної конструкції. Їх кінці призначені для установки досліджуваних кулачків.

Торсіонні навантажуючі пристрої, однакові для кожного з восьми кулачків, забезпечені тензодатчиками, які необхідні для реєстрації навантажень, що передаються на кулачки.

Використання торсіонних навантажувачів забезпечує компактність конструкції. Щоб зменшити габарити стенда, торсіони виконані у вигляді двох півторсіонів, зв'язаних між собою зубчастими секторами. Між кожним кулачком і стінкою стенда на шпінделях встановлені струмознімальні пристрої, необхідні для передачі сигналів від тензодатчиків до реєструючого пристрою для запису осцилограм крутних моментів, що передаються шпінделем.

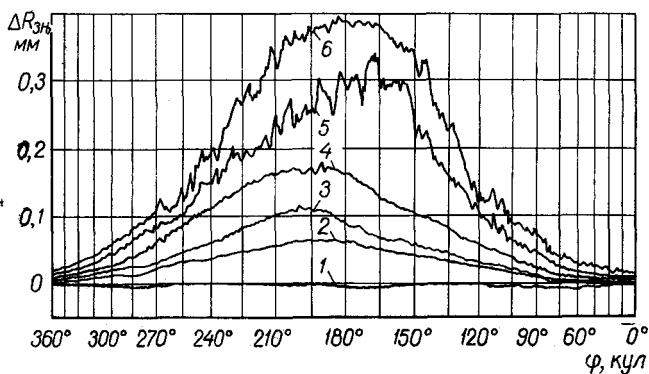


Рис. 1. Контрольні записи спрацювання кулачка.

Таким же тензодатричним пристроєм забезпечується головний вал на проміжку між шківом-маховиком і стінкою стенда.

Конструкція стенда забезпечує ідентичність спрацювання всієї серії встановлених кулачків. Дослідження кулачків починається з установки їх на кінцях шпінделів і створення відтарованого натягу в системі торсійних навантажувачів.

Лічильник кількості циклів необхідно поставити на нуль, після чого вмикається електропривід стенда. Від'єднання стенда здійснюється після досягнення заданого числа циклів навантаження. Після цього кулачки знімаються зі шпінделів для реєстрації спрацювання та знов встановлюються на шпінделі для наступних аналогічних досліджень.

Стенд обладнаний електроприводом, який дає можливість варіювати швидкістю від 0 до 300 об/хв.

Зіставлення даних аналітичних висновків [2] та результатів експериментальних досліджень виявило задовільне збігання теорії і практики оцінки кількісного нормального спрацювання профілів кулачків, яке настає після періоду прироблення робочих поверхонь.

Узагальнюючи результати цих досліджень, вдалося спростити формулу, яка зв'яже величину граничного радіального спрацювання профілю кулачка  $\Delta_{зт}$  з величинами  $\sigma_{кт}$  — максимальне контактне напруження,  $N_{ц}$  — число циклів навантаження кулачка, до вигляду:

$$\Delta_{зт} = P \cdot \sigma_{кт}^m \cdot N_{ц} \quad (1)$$

де  $P = C_1 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \mu_0 \cdot a_{10}^2 \cdot D_1^2$  — фізична константа, яка залежить від матеріалу кулачка, виду і умов змащування, відношення діаметра ролика  $D_1$  і діаметра кривизни профілю кулачка;  $m$  — показник степеня, який визначається експериментально;  $\mu_0$  — коефіцієнт тертя між контактуючи-

ми поверхнями, при  $\sigma_{\text{кт}} \rightarrow 0$ ,  $a_{10} = \frac{1,83}{(1+i) \cdot E_{\text{пр}}}$ ; де  $i = \frac{D_1}{D_2}$ ,  $D_1$  і  $D_2$  — діаметри ролика та кривизни профілю кулачка.

Наприклад, для сірого чавуну СЧ 28—48, термообробленого, без змащування, при базовому числі циклів навантаження  $N_{\text{ц}} = 10^7$  знайдено, що  $\Pi \approx 2 \cdot 10^{-5}$ ;  $m = 3,33$ . Ці коефіцієнти для інших матеріалів, умов змащування та навантаження контактуючих деталей повинні визначатись окремо.

З формули [1] випливає, що при інших рівних умовах контактне розрахункове напруження слід вибирати виходячи з допустимого радіального спрацювання  $[\Delta_{\text{зт}}]$  і потрібного гарантійного терміну служби кулачка  $N_{\text{ц}}$  до досягнення цього спрацювання

$$[\sigma_{\text{кт}}] = \sqrt[m]{\frac{[\Delta_{\text{зт}}]}{\Pi \cdot [N_{\text{ц}}]}} \quad (2)$$

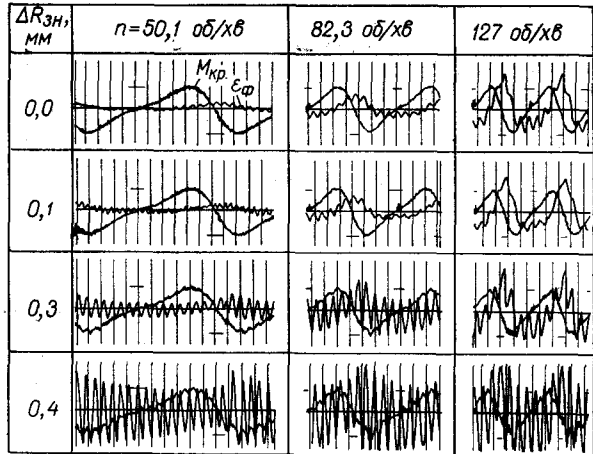
З практики відомо, що порушення точності профілю кулачків під впливом спрацювання приводить до прогресивного погіршення динаміки механізму.

Таким чином, встановлення величин допустимого радіального спрацювання профілів кулачків необхідно зв'язувати з впливом останнього на динаміку веденої системи.

У зв'язку з цим у нашій роботі після кожної

Рис. 2. Осцилограми прискорень веденої ланки:

$M_{\text{кр}}$  — момент на головному валу;  
 $\varepsilon_{\text{ф}}$  — прискорення веденої ланки кулачкового механізму.



послідовної серії циклів навантажень проводилось реєстрування не тільки радіального спрацювання, а й змінення динамічних характеристик кулачкового механізму з ростом спрацювання профілю кулачка.

Експериментальні електронно-тензометричні дослідження впливу спрацювання на динаміку виконавчого кулачкового механізму проводились звичайними методами на стенді, у вигляді спеціальної установки, змонтованої на токарному верстаті.

Результати цих досліджень зображені у вигляді карт осцилограм, одна з яких показана на рис. 2. Кожна карта відповідає серії досліджень, проведених при певній частотній характеристиці веденої системи на різних швидкісних режимах для різних величин спрацювання профілю ексцентрика.

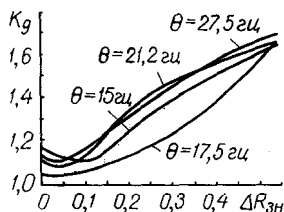
У спеціальній літературі для кулачкових механізмів в останній час набула розповсюдження оцінка коефіцієнтів динамічності  $K_{\text{д}}$ , під якою розуміють відношення піка прискорень веденої ланки реального механізму до піка прискорень тієї ж ланки без врахування величини пружності ланок.

Обробка нагромаджених карт осцилограм прискорень веденої ланки, записаних послідовно для різних величин спрацювання профілю кулачка, у вигляді графічних залежностей коефіцієнтів динамічності від величини радіального спрацювання профілю (рис. 3) виявила характерні зміни коефіцієнтів динамічності, які на деяку величину змен-

шуються в період приробки, а потім монотонно зростають разом зі збільшенням радіального спрацювання профілю.

Величина радіального допустимого спрацювання профілю визначається величиною допустимого збільшення коефіцієнта динамічності кулачкового механізму за графіками, які побудовані в результаті нагромаджених досліджень.

Таким чином, вибір допустимих контактних напружень, які забезпечують задану довговічність профілю кулачка, необхідно проводити в такому порядку:



а) залежно від конкретних умов з врахуванням потрібної динамічної характеристики кулачкового механізму встановити величину допустимого спрацювання кулачка;

Рис. 3. Залежність коефіцієнта динамічності від величин радіального спрацювання ексцентрика при  $n=127$  об/хв;  $\theta$  — частотна характеристика веденої ланки.

б) за формулою [1] визначити допустимі контактні напруження, необхідні для розрахунку розмірів кулачка, які забезпечували б гарантований строк служби механізму.

Одержане розв'язання однозначне при вибраних матеріалах, режимах змащування, заданих числах робочих циклів до спрацювання кулачка і заданому граничному коефіцієнтові динамічності виконавчого механізму.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Тир К. В., Серга Г. В., Ченкаленко Н. Г. Машина для испытання на износ плоских кулачков. Авторское свидетельство № 323710. Бюллетень изобретений № 1, 1972.

2. Тир К. В., Серга Г. В. До проблеми оцінки величини зносу профілів кулачків. Зб. «Поліграфія і видавничі справа», № 7. Вид-во Львівського ун-ту, 1971.

K. V. TIR, G. V. SERGA

#### TO THE QUESTION OF ADMISSIBLE CONTACT STRESS CHOICE AT CAM MECHANISMS DESIGN

##### Summary

The results of experimental study of cam profile wear kinetics and wear after effects influence on the deterioration of cam mechanisms dynamic characteristic are given.

The method of admissible contact stress choice which guarantees the normal work of mechanism during the given period of time is recommended.