

УДК 62.01

С. Г. Стельмащук

**ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІУСІВ КРИВИЗНИ ПРОФІЛІВ КУЛАЧКІВ
ПРОГРАМНИХ РОЗВАНТАЖУВАЧІВ**

Розглядається методика визначення основних радіусів кривизни кулачків програмних розвантажувачів механізмів неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням за умови використання методу планів.

The definition technique of curvature cams basic radiuses of program unloader of incomplete-cogged wheels mechanisms by cam inclusion with use of the plans method has been considered.

Дуже важливою умовою нормальної роботи кулачкових механізмів є забезпечення віддалення їх профілів від загострення. Для цього слід призначити такий радіус основної шайби, при якому найменший радіус кривизни теоретичного профілю кулачка не перевищував би величини радіуса ролика, помноженої на запас надійності проти загострення.

Для визначення поточних радіусів кривизни ρ_k профілів кулачків програмних розвантажувачів одного з циклових механізмів (ПРЦМ) — механізму неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням (НЗК КВ) — застосовуємо метод аналізу планів, який дозволяє досить просто враховувати нерівномірність обертального руху кулачків.

Як показав попередній аналіз, радіуси кривизни набувають менших значень на фазі наближення коромисла 3 (рис. 1) або віддалення коромисла 4, оскільки величини профільних кутів їх кулачків відносно менші (кутові поправки тут віднімаються від фазових кутів).

Відносні величини радіусів кривизни (дослідження у даній статті ведеться в інваріантному вигляді [див.: Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., 1965]) знаходимо за формулою

$$r_{ко} = \frac{r_k}{S_{yp}} = \frac{V_{F_3 F_{1u}}^2}{W_{F_3 F_{1u}}^n},$$

де інваріанти відносних швидкості і нормального прискорення $V_{F_3 F_{1u}}$ і $W_{F_3 F_{1u}}^n$ визначають за допомогою аналізу планів швидкостей і прискорень для довільного положення кулачкового механізму 1,3 (рис. 1).

Для побудови планів застосовуємо векторні рівняння швидкостей і прискорень точки F в інваріантному вигляді:

$$\dot{V}_{F_3u} = \dot{V}_{F_1u} + \dot{V}_{F_3F_1u},$$

$$\dot{W}_{F_3u}^n + \dot{W}_{F_3u}^t = \dot{W}_{F_1u}^n + \dot{W}_{F_1u}^t + \dot{W}_{F_3F_1u}^k + \dot{W}_{F_3F_1u}^n + \dot{W}_{F_3F_1u}^t.$$

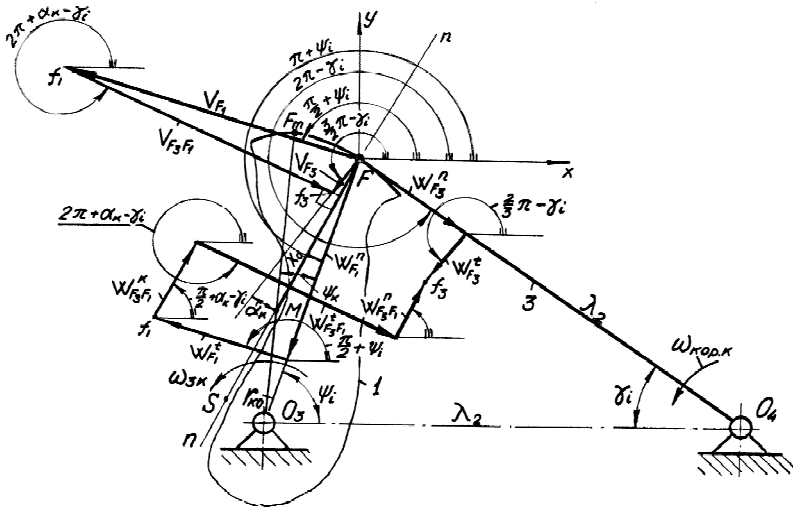


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення радіусів кривизни кулачків-програмоносіїв

Модулі величин, які входять у ці рівняння, визначаємо за такими формулами:

$$V_{F_3u} = \frac{V_{F_3}}{\dot{\varphi}_{10} \times S_{yp} \dot{\vartheta}} = b_{ky} \times g_m \times l_2; \quad w_{10} = \frac{w_1}{2j_{вкл}}$$

$$V_{F_1u} = \frac{V_{F_1}}{\dot{\varphi}_{10} \times S_{yp} \dot{\vartheta}} = r_{ko} \times w_{3ku}; \quad r_{ko} = 2l_2 \sin \frac{g_i}{2};$$

$$g_i = g_n + g_m (1 - a_{ky}); \quad g_n = 2 \arcsin \frac{r_{omn}}{2l_2}.$$

Величини інваріантів відносних швидкостей і прискорень знаходимо, аналізуючи відповідні плани, побудовані за методом Зінов'єва:

$$V_{F_3F_1u} = V_{F_1u} \times \cos(a_\kappa - \frac{1}{2}g_i) - V_{F_3u} \times \sin a_\kappa;$$

$$\mathbf{r}_{F_3F_1u}^n = \mathbf{r}_{F_1u}^n \cos(a_\kappa - \frac{1}{2}g_i) - \mathbf{r}_{F_1u}^t \sin(a_\kappa - \frac{1}{2}g_i) - \mathbf{r}_{F_3F_1u}^k - \mathbf{r}_{F_3u}^n \sin a_\kappa - \mathbf{r}_{F_3u}^t \cos a_\kappa.$$

Результати обчислень відносних радіусів кривизни при варіюванні вихідними $l_2 = 1,0 - 1,5$; $r_{omn} = 0,3 - 1,5$; $y_1 = 0,4 - 0,6$; $i_1 = 1 - 2$; $y_{вкл} = 0,21p - 0,4p$ і C_0 зведено в графіки (рис. 2).

Більш стрімке зростання $\Gamma_{ко}$ на початку циклу з точки зору звуження «неробочої зони» зрівноважування, безумовно, є позитивним моментом. На підставі цього, аналізуючи отримані графіки, можемо дійти до таких висновків:

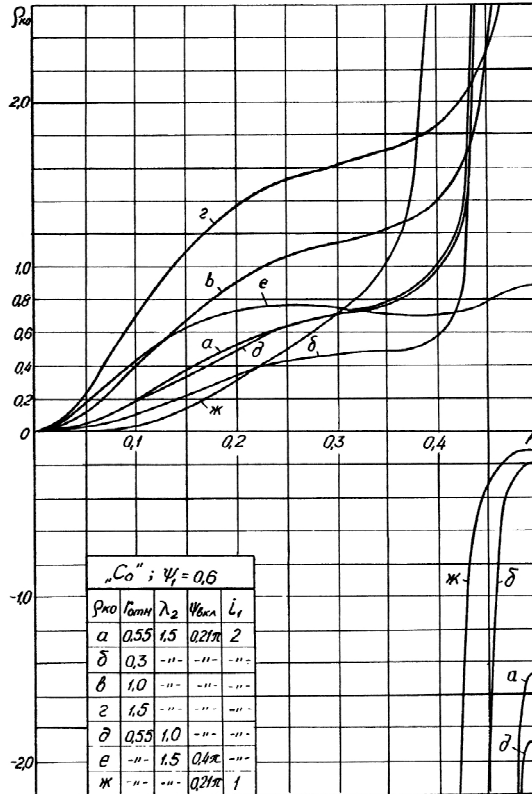


Рис. 2. Графіки відносних радіусів кривизни кулачків ПРЦМ

радіуси кривизни еквідистанти при $k = 0$ близькі до нуля для всіх параметрів, які варіюються, що призводить до самоперетину дійсних профілів кулачків, а відповідно, до неможливості виконання необхідної програми зрівноважування на початку руху;

крива $\Gamma_{ко}$ майже у всіх випадках має розрив, міняючи свій знак, що свідчить про перехід профілю від випуклої форми до увігнутої;

зі збільшенням величини відносного початкового радіуса кулачка $r_{омн}$ зростають і радіуси кривизни на початку циклу (див. криві в, а, б, z за порядком зростання $r_{омн}$);

параметр u_1 не особливо впливає на величину $\Gamma_{ко}$ на виступах кулачків;

зі зменшенням l_2 початкові $\Gamma_{ко}$ зменшуються незначно (крива δ);

збільшення параметра $\Psi_{\text{вкл}}$ значно підвищує значення початкових радіусів кривизни (крива e);

суттєву роль відіграє різновидність висхідного механізму НЗК КВ: у півоберткових НЗК КВ ($i_j = 2$) початкові $r_{\text{ко}}$ значно вищі, ніж у повнооберткових НЗК КВ ($i_j = 1$), що видно з порівняння кривих a і $ж$.

Розміри кулачків потрібно вибирати так, щоб забезпечувалась умова віддалення їх дійсних профілів від загострення:

$$r_{\text{min o}}^3 [r_{\text{min o}}] = \frac{n_1 u_4}{2}, \quad (1)$$

де $r_{\text{min o}} = \frac{r_{\text{min}}}{S_{\text{yp}}}$ — величина відносного мінімального радіуса кривизни

теоретичного профілю кулачка; $u_4 = \frac{D_{\text{рол}}}{S_{\text{yp}}}$ — відносний діаметр ролика; n_1 — запас надійності проти загострення ($n_1 = 1,2 - 1,5$); $D_{\text{рол}}$ — діаметр ролика кулачка.

Параметр u_4 визначається з умови рівномірності елементів цапфи і ролика (ролик може бути виконаний з підшипником ковзання або кочення).

Випадок 1. Ролик з підшипником ковзання

Діаметр цапфи визначається за формулою

$$d_u = \sqrt{j_1 \frac{P_{\text{розр}}}{\sigma_y}}$$

де $j_1 = \frac{b}{d_u} = \sqrt{\frac{0,2u^3 [s_u]}{[s_y]}}$ — геометричний параметр; $[s_u]$ і $[s_y]$ — допустимі

напруги згину і питомого тиску; $P_{\text{розр}} = 1,5 \times P_{\text{np}}$ — розрахункове зусилля, що діє на розглядувані елементи в початковому положенні, коли зусилля пружини є максимальним (коефіцієнт 1,5 прийнятий на підставі силового аналізу даного механізму).

Діаметр ролика визначається за формулою

$$D_{\text{рол}} = q \times d_u,$$

де $q = \frac{0,35 \sigma_y \sigma}{\sigma_n^2} \times \left(1 + \frac{1}{n_1} \frac{\sigma}{\sigma} [s_u] \right)$ — допустима контактна напруга.

Випадок 2. Ролик з підшипником кочення

Зрівняння міцності шипа на згин

$$P_{\text{розр}} \times \frac{b}{2} = 0,1 d_u^3 u_1^3 [s_u]$$

отримуємо першу умову:

$$d_n \approx \sqrt[3]{\frac{P_{розр}}{[s_u] \times 0.2u_1^2}}$$

де залежно від серії і типу підшипника $\frac{b}{d}$ коливається в межах 0,3—1,0; $u_1 = 0,92$.

За діаметром шипа підбираємо номер підшипника таким чином, щоб діаметр ролика задовольняв умову контактної міцності:

$$D_{роз} = D_n \approx \frac{0,35 P_{роз} E'_{np}}{b \times [s_u] \times \frac{1}{e}} \times \frac{1}{n_1} \times \frac{1}{\phi}$$

де D_n — зовнішній діаметр підшипника.

Знайшовши значення u_4 і n_1 , за формулою (1) визначаємо величину $[r_{min o}]$.

Для мінімізації $[r_{min o}]$ потрібно ролики та їх пальці виготовляти з високоякісної сталі, а робочі поверхні кулачків спеціально обробляти, щоб отримати вищу твердість (а відповідно, і більшу $[s_u]$).

Вимушеним заходом, який дозволить відійти від загострення профілю, є виготовлення кулачків ПРЦМ із заокругленими виступами. Відносні величини їх радіусів повинні задовольняти умову

$$r_{но} \approx [r_{min o}]$$

Заокруглення виступів кулачків знижує ефективність зрівноважування на початку циклу, але, враховуючи, що на цій ділянці кінематичного циклу інерційні навантаження відносно невеликі, зменшення коефіцієнта зрівноважування буде незначним.

УДК 621.836.7

В. Р. Пасіка

СИНТЕЗ КОМБІНОВАНИХ МАЛЬТІЙСЬКИХ МЕХАНІЗМІВ ЗІ ЗМІННИМИ ДОВЖИНОЮ І ЧАСТОТОЮ ОБЕРТАННЯ ВОДИЛА

Розглядаються комбіновані кулачково-мальтійські механізми зі змінними довжиною і кутовою швидкістю обертання водила. Синтезовано такий профіль нерухомого кулачка, при якому забезпечується необхідний закон руху хреста.

The combined Fist-Maltese mechanisms are examined with variables by length and angular speed of rotation of spider. Such profile of immobile fist which provide the necessary law of motion of cross is synthesized.