

ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІУСІВ КРИВИНИ ЦЕНТРОВОЇ КРИВОЇ КУЛАЧКА-ПРОГРАМОНОСІЯ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

При проектуванні кулачкового механізму розвантажувального пристрою істотне значення має визначення кривини профілю кулачка-програмоносія. Однією з обмежуючих умов при виборі радіуса ролика коромисла є величина найменшого радіуса кривини $\rho_{k \min}$ випуклої частини центрної кривої кулачка. Відсутність загострення або самопереріз робочого профілю кулачка забезпечується за умови, що $\rho_{k \min} = nr_p$, де r_p — радіус ролика; n — запас надійності проти самоперерізу робочого профілю, який приймається $1,2 \leq n \leq 2$ [4].

Визначення радіусів кривини центрної кривої кулачка необхідно також для оцінки контактних напруг, що виникають у парі «кулачок-ролик», відповідно для оцінки міцності та довговічності конструкції.

Контактні напруги визначаються за формулою Герца-Беляєва для випадку лінійного дотикання двох кривих поверхонь — кулачка та ролика.

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{R_n E_{зв}}{b} \left(\frac{1}{r_p} \pm \frac{1}{\rho_n} \right)}, \quad (1)$$

де R_n — сила нормального тиску на профіль кулачка; b — довжина лінії контакту; $E_{зв}$ — зведений модуль пружності; $\rho_{п}$ — радіус кривини діючого профілю кулачка, який зв'язаний з радіусом ролика r_p і радіусом кривини ρ_k співвідношенням $\rho_{п} = \rho_k - r_p$.

Величина радіусів кривини центрових кривих кулачків визначається з відомої формули диференціальної геометрії для кривих, що задані у полярних координатах [4, 5]

$$\rho_k = \frac{r_k}{\left(1 - \frac{d\theta}{d\varphi}\right) \cos \theta}, \quad (2)$$

де r_k — радіус-вектор кулачка; θ — кут підйому профілю; φ — біжуча кутова координата розглядуваної точки центрної кривої.

З врахуванням виразу для визначення r_k формулу (2) запишемо у відносному вигляді до базової відстані l_k

$$\rho_{ok} = \frac{\rho_k}{l_k} = \frac{\sqrt{1 + \beta_k^2 - 2\bar{\beta}_k \cos[\gamma_{ko} + (1 - a_{km})\xi\chi_{\Sigma}]}}{\left(1 - \frac{d\theta}{dk} : \frac{d\varphi}{dk}\right) \cos \theta}, \quad (3)$$

де $\bar{\beta}_k = \frac{b_k}{l_k}$ — геометричний параметр довжини коромисла; a_{km} — позиційний інваріант кутових переміщень коромисла; $\xi = \frac{\gamma_{m\Sigma}}{\gamma_{\Sigma}}$ — параметр співвідношення кутових розмахів коромисла і веденої ланки КВМ; k — відносний час; $\gamma_{ko} = \arccos \frac{1 + \beta_k^2 - \rho_o^2}{2\beta_k}$ — початковий кут; $\rho_o = \frac{r_o}{l_k}$ — геометричний параметр початкового радіуса кулачка-програмоносія; r_o — початковий радіус.

Аналітична оцінка величини кута підйому центрної кривої профілю кулачка θ виражається

$$\theta = \arctg \frac{\left(\frac{b_{km}}{b_{k4}}\right) \xi \beta_k \omega_{42i} - \beta_k + \cos \gamma_k}{\sin \gamma_k} + \arctg \frac{\beta_k - \cos \gamma_k}{\sin \gamma_k}, \quad (4)$$

де b_{km} і b_{k4} — позиційні інваріанти кутових швидкостей коромисла і веденої ланки КВМ; ω_{42i} — інваріант подібності кутової швидкості веденої ланки [4]; $\gamma_k = \gamma_{ko} + (1 - a_{km})\xi\chi_{\Sigma}$ — біжуче кутове відхилення коромисла від його крайнього правого положення.

Центральний кут φ (рис. 1), який виражає полярну кутову координату точки дотику вістря коромисла, визначається

$$\varphi = \gamma - \Delta, \quad (5)$$

де $\gamma = a_{h2}\gamma_{\Sigma}$ — кут повороту кулачка-програмоносія; a_{h2} — позиційний інваріант кутових переміщень штовхача II [2]; γ_{Σ} — кутівий розмах штовхача II; $\Delta = \varepsilon_k - \varepsilon_o$ — кутова поправка.

Кути ε_k і ε_o визначаються за теоремою косинусів (рис. 1):

$$\varepsilon_k = \arccos \frac{1 + r_{ko}^2 - \beta_k^2}{2r_{ko}}, \quad \varepsilon_o = \arccos \frac{1 + r_{kmo}^2 - \beta_k^2}{2r_{kmo}}. \quad (6)$$

Зауважимо, що

$$r_{ko} = \frac{r_k}{L_k} = \sqrt{1 + \beta_o^2 - 2\beta_o \cos \gamma_k}, \quad (7)$$

де r_{kmo} — максимальне значення r_{ko} при $k=0$.

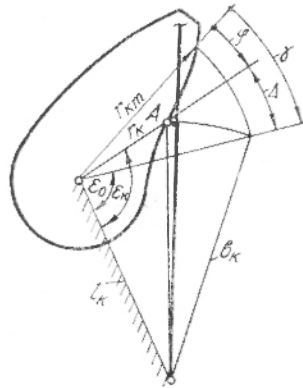


Рис. 1. Схема для розрахунку полярного кута φ точки центрального профілю.

Підставивши вирази (6) і (7) у формулу (5), одержимо

$$\varphi = a_{k2} \gamma_{\Sigma} - \arccos \frac{1 - \beta_k \cos \gamma_k}{\sqrt{1 + \beta_k^2 - 2\beta_k \cos \gamma_k}} + \varepsilon_o, \quad (8)$$

а похідна

$$\frac{d\varphi}{dk} = b_{k2} \gamma_{\Sigma} - \frac{\beta_k \xi_{\Sigma} b_{km} (\beta_k - \cos \gamma_k)}{1 + \beta_k^2 - 2\beta_k \cos \gamma_k}, \quad (9)$$

де b_{k2} — позиційний інваріант кутових швидкостей штовхача II.

Через надмірну громіздкість виразу похідної $\frac{d\Theta}{dk}$ при визна-

ченні її значень ми використовували інтерполяційну формулу Ньютона для рівновіддалених вузлів [1]. Оскільки вузли інтерполявання розміщались через проміжки $h=0,025$ і функція $\Theta=f(k)$ досить монотонно змінюється на інтервалі $0 \leq k \leq 1$, то одержані результати цілком придатні для інженерних розрахунків.

З використанням ЕЦОМ «Минск-32» проведені дослідження ρ_{ok} за формулою (3) для КВМ з параметрами нашарованих чотириланкових контурів, які забезпечують I, II і III типи діаграм прискорень [3], при двох вихідних законах руху веденої ланки — «діаграма прискорень—косинусоїда K» і «діаграма прискорень—синусоїда C_o ». При цьому дослідження велось для оптимальних сполучень параметрів РП, при яких неробочі зони відсутні або максимально обмежені. Під неробочими зонами слід розуміти

інтервали на осі відносного часу — k , які обмежені ординатами, що проведені з точки графіка $\alpha' = f(k)$, де кути α' перебільшують максимально допустимі значення кутів тиску $[\alpha_m]$ у кулачковому механізмі. Кут α' — гострий кут між напрямками швидкості точки A кулачка-програмоносія і нормалі до центральної кривої в цій точці.

Результати досліджень відносних радіусів кривини ρ_{ok} протягом циклу однозначних переміщень веденої маси для оптимальних сполучень параметрів РП (криві 1, 2, 3) частково представлені графічно на рис. 2. Таким чином, для закону «К» незалежно

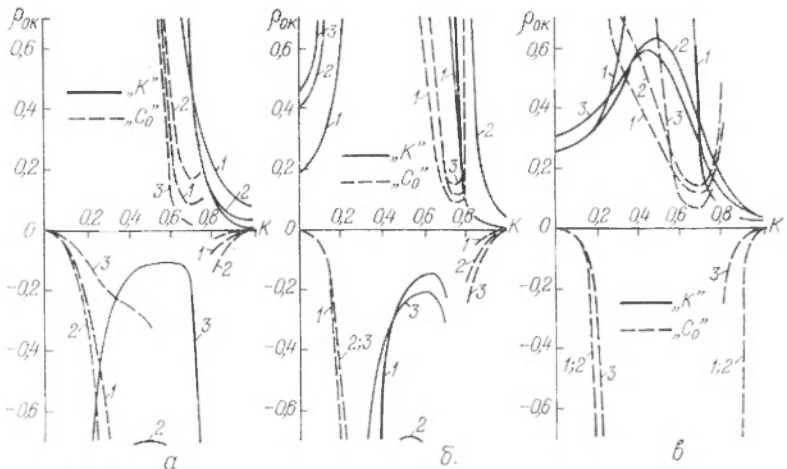


Рис. 2. Типові графіки зміни відносних радіусів кривини кулачка-програмоносія:

а, б, в — відповідно для КВМ з нашарованими чотириланковими контурами I, II і III типів.

від типу нашарованого чотириланкового контуру додатні значення ρ_{ok} мінімізуються при $k=1,0$. Для закону « C_0 » функція ρ_{ok} для розглянутих трьох типів чотириланковиків від'ємна на початку і в кінці періоду, а її додатна частина мінімізується при $k \approx 0,7$.

Слід відзначити, що для закону « C_0 » у точках $k=0$ і $k=1,0$ радіуси кривини дорівнюють нулеві, що приводить до безмежного росту контактних напруг. Внаслідок цього, як показує досвід експериментальних досліджень, в період припрацювання РП відбувається змінання профілю програмоносія у цих точках і прилягаючих до них невеликих ділянках. Проте це негативне явище не позначається на роботі механізму і не може суттєво вплинути на ефективність зрівноважування, тому що при $k=0$ і $k=1,0$ значення сумарних крутних моментів на головному валу дорівнюють нулеві.

Список літератури: 1. Березин И. С., Жидков Н. П. Методы вычислений. М., Физматгиз, 1962. 2. Билецкий А. А. Улучшение динамики кулачково-рычажных механизмов с помощью разгружающего устройства. — «Теория машин

и механизмов», 1977, вып. 22. 3. *Главацкий А. С.* Вопросы оптимизации синтеза кулачково-рычажных механизмов. Автореф. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Львов, 1968. 4. *Тир К. В.* Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965. 5. *Тир К. В., Сенник Д. М.* Дослідження мінімальних радіусів кривини коромислових кулачкових механізмів. — «Поліграфія і видавнича справа», 1971, вип. 7.

A. A. BILETSKY

**THE RESEARCHES OF THE RADII OF THE CENTRAL CURVE
CURVATURE OF THE CAM-PROGRAMME CARRIER UNLOADING DEVICE**

Summary

The article adduces the results of the radii curvature centre curve of the cam-programme carrier research which is the part of the device for balancing surplus moments and the excerpction of clearances in hinge joints of four-link flat five-link cam-lever mechanism.
