

КУТИ ТИСКУ І РАДІУСИ КРИВИЗНИ ЦЕНТРОВОЇ КРИВОЇ КУЛАЧКА В КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМАХ

Відомо, що надійність роботи, малі габарити і можливо високий к.к.д. кулачкового механізму залежить від відповідного вибору оптимальних кутів тиску і мінімальних радіусів кривизни профілю кулачка. В кулачково-важільних механізмах, що складаються з триланкового кулачкового механізму і приєднаної діади 1-го виду, яка створює на шарований чотириланковий контур [1], останній викликає іноді досить значну зміну заданого закону руху. При розгляданні задачі синтезу кулачково-важільного механізму за заданим законом руху веденої ланки в результаті врахування характеристик чотириланкового контура отримуємо якісно новий закон руху коромислового штовхача. В зв'язку з цим змінюються як кути тиску, так і величини радіусів кривизни центральної кривої кулачка в порівнянні з випадком руху штовхача за заданим законом.

КУТИ ТИСКУ

Для коромислових кулачкових механізмів кут тиску визначається з виразу [2] (рис. 1).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{V_T - e}{h_k} = \frac{\beta_k b_k \left(\frac{\psi_\Sigma}{\varphi_y} \right) - \cos(\psi'_0 + a_k \psi_\Sigma) + \beta_k}{\sin(\psi'_0 + a_k \psi_\Sigma)}, \quad (1)$$

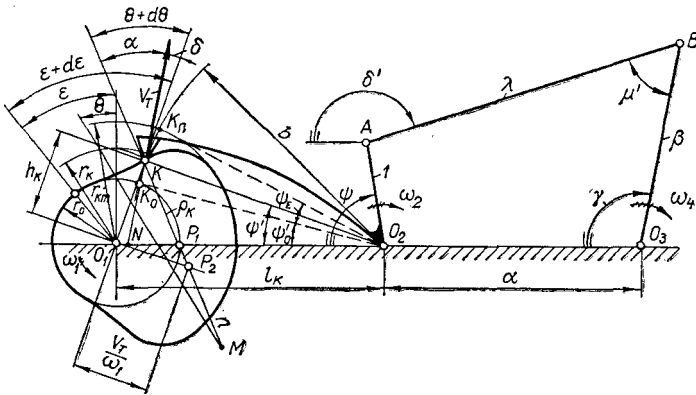


Рис. 1. Схема кулачково-важільного механізму.
 O₁KO₂ — трьохланковий кулачковий механізм; O₂ABO₃ — чотириланковий контур.

де V_T — швидкість кінця штовхача; $\beta_k = \frac{b_k}{l_k}$ — геометричний параметр механізму; a_k і b_k — позиційні інваріанти подібності переміщень і швидкостей штовхача; $\psi'_0 = \arccos \frac{\beta_k^2 + 1 - \rho_0^2}{2\beta_k}$ і $\psi' = (\psi'_0 + a_k \psi_\Sigma)$ — відповідно початковий і позиційний кути відхилення штовхача від лінії бази механізму; ψ_Σ — кутовий розмах коромислового штовхача; $\rho_0 = \frac{r_0}{l_k}$ — відносний радіус початкового кола кулачка.

При заданому законі руху веденої ланки комбінованого кулачково-важільного механізму (a_{k4} , b_{k4} і c_{k4}) синтезований з врахуванням впливу чотириланкового контура закон руху коромислового штовхача характеризується величинами:

$$a_k = \frac{\psi' - \psi'_0}{\psi_\Sigma}; \quad b_k = \frac{b_{k4}}{\omega_{42н}} \cdot \frac{\gamma_\Sigma}{\psi_\Sigma}, \quad c_k = \frac{c_{k4} - \varepsilon_{42н} \frac{b_{k4}^2 \gamma_\Sigma}{\omega_{42н}^2}}{\omega_{42н} \frac{\psi_\Sigma}{\gamma_\Sigma}}, \quad (2)$$

де $\omega_{42н} = \frac{\omega_4}{\omega_2}$ — інваріант подібності швидкостей веденої ланки чотириланника, визначений для випадку, коли його ведуча ланка рухається з постійною кутовою швидкістю; γ_Σ — кутовий розмах веденої ланки кулачково-важільного механізму.

При відомих параметрах чотириланника вважаємо відомими величини a_k і $\omega_{42н}$. Тоді вираз (1) запишеться у вигляді:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\beta_k \frac{b_{k4} \gamma_\Sigma}{\omega_{42н} \varphi_y} - \cos(\psi'_0 + a_k \psi_\Sigma) + \beta_k}{\sin(\psi'_0 + a_k \psi_\Sigma)}. \quad (3)$$

Для визначення характеру впливу чотириланкового контура на кути тиску в кулачковому контурі було розглянуто 9 варіантів схем кулачково-важільних механізмів при двох вихідних законах руху веденої ланки — «діаграма прискорень — синусоїда C_0 » і «діаграма прискорень — косинусоїда K ». При постійних значеннях $\psi_\Sigma = 10^\circ$, $\varphi_y = 90^\circ$, $\rho_0 = 0,2$ змінювався геометричний параметр β_k ($\beta_{k1} = 0,83$, $\beta_{k2} = 1,0$, $\beta_{k3} = 1,16$).

Параметри чотириланника вибирались згідно з типом діаграм прискорень останнього [1]:

I тип: $\alpha = 2$;	$\beta = 0,25$;	$\lambda = 3$.
III тип: $\alpha = 2$;	$\beta = 0,25$;	$\lambda = 1$.
IV тип: $\alpha = 2$;	$\beta = 3$;	$\lambda = 0,75$.

Чотириланники з діаграмами прискорень II типу не розглядалися з причини їх незначного впливу на закон руху.

Проведені аналітичні дослідження ілюструються діаграмами $\alpha(k)$ на рис. 2, на основі яких можна зробити такі висновки:

а) при $\beta_k < 1$ чотириланковий контур викликає збільшення піків кутів тиску до 10%. Якщо чотириланник забезпечує I тип діаграм прискорень (додатні прискорення), то кути тиску збільшуються на початку циклу однозначних переміщень і зменшуються в його кінці. III і IV типи чотириланників (від'ємні прискорення) викликають зменшення кутів тиску в початкових фазах циклу і збільшення в кінці, причому піки кутів також змінюються на кінець циклу;

б) при $\beta_k = 1$ спостерігається подібне явище при незначній зміні максимальних кутів тиску;

в) при $\beta_k > 1$ піки кутів тиску зменшуються до 10%, причому схеми чотириланників III і IV типів викликають більш стабільний характер кутів тиску в середині циклу і різку їх зміну в кінці, а контури I типу — навпаки, причому останні найменш впливають на максимальні значення кутів.

Максимальне значення кута тиску α_m досягається приблизно в тій фазі циклу, де швидкість максимальна ($b_{km} = B$):

$$\operatorname{tg} \alpha_m = \frac{\beta_k B \frac{\psi_{\Sigma}}{\varphi_y} - \cos \psi + \beta_k}{\sin \psi} \quad (4)$$

Таким чином, в кожному конкретному випадку є можливість підібрати такі схеми чотириланкових контурів, які б забезпечили необхідне коректування кутів тиску в кулачковому механізмі. При цьому мається на увазі, що в самому чотириланковому контурі усунена небезпека заклинювання.

РАДІУСИ КРИВИЗНИ ЦЕНТРОВОЇ КРИВОЇ КУЛАЧКА

З метою запобігання самопересіченню профілю кулачка необхідно зберігати нерівність $\rho_{\min} > r_p$, де ρ_{\min} — величина мінімального радіуса кривизни випуклої частини центральної кривої кулачка, r_p — радіус ролика штовхача. При $\rho_{\min} = r_p$ настає загострення дійсного профілю кулачка.

Таким чином, визначення розмірів кулачка повинно підпорядковуватися аналізу за мінімальними додатними радіусами кривизни центральної кривої профіля. З цієї точки зору виявляється цікавою оцінка впливу на кривизну профілю нашарованого чотириланкового контура.

Для вихідних кулачкових механізмів радіус кривизни визначається у вигляді [2] (рис. 1):

$$\rho_k = \frac{r_k}{\left(1 - \frac{\frac{d\theta}{d\delta}}{\frac{d\delta}{d\varepsilon}}\right) \cos \theta} \quad (5)$$

де r_k — радіус-вектор кулачка в даній точці K ; θ — кут нормалі центрального профілю; δ — кут зміщення; ε — кутова координата точки K ; α — кут тиску; $k = \frac{\varphi}{\varphi_y}$ — відносний час.

$$\text{Оскільки } \theta = \alpha + \delta, \text{ то } \frac{d\theta}{dk} = \frac{d\alpha}{dk} + \frac{d\delta}{dk} \quad (6)$$

Враховуючи, що $\delta = \arctg \frac{\cos \psi - \beta_k}{\sin \psi}$, а також вирази (2) і (3), величину $\frac{d\theta}{dk}$ з врахуванням кінематичних характеристик чотириланника одержимо у вигляді:

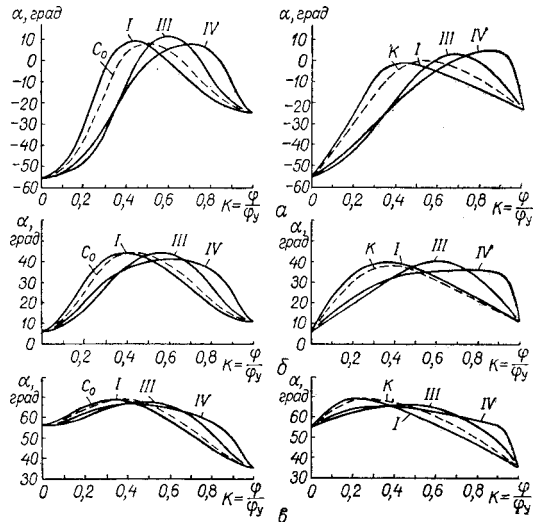


Рис. 2. Графіки залежності кутів тиску від параметрів механізму (криві « C_0 » і « K » — для вихідних кулачкових механізмів, криві I, III, IV — для кулачково-важільних механізмів з нашарованими чотириланковими контурами відповідного типу).

a — $\beta_k = 0,83$; б — $\beta_k = 1$; в — $\beta_k = 1,16$.

$$\frac{d\theta}{dk} = \frac{b_{k4} \gamma_{\Sigma}}{\sin^2 \psi \cdot \omega_{42H}} \left[\frac{1 - \beta_k \left(b_{k4} \frac{\gamma_{\Sigma}}{\omega_{42H} \varphi_y} + 1 \right) \cos \psi + \frac{\beta_k \sin \psi}{b_{k4} \varphi_y} \left(c_{k4} - \varepsilon_{42H} \frac{b_{k4}^2 \gamma_{\Sigma}}{\omega_{42H}^2} \right)}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{1 - \beta_k \cos \psi}{1 + \operatorname{tg}^2 \delta} \right] \quad (7)$$

Аналогічним шляхом знаходимо величину $\frac{d\varepsilon}{dk}$:

$$\frac{d\varepsilon}{dk} = \varphi_y - \frac{\beta_k \rho_{k4} \gamma_{\Sigma}}{\omega_{42H}} \cdot \frac{\cos \psi - \beta_k \left(\frac{\sin \psi}{r_{k0}} \right)^2}{r_{k0} \cos \left[\operatorname{arc} \sin \left(\frac{\beta_k}{r_{k0}} \sin \psi \right) \right]}, \quad (8)$$

де

$$r_{k0} = \frac{r_k}{l_k} = \sqrt{1 + \beta_k^2 - 2\beta_k \cos \varphi} \quad (9)$$

відносна величина радіуса-вектора в даній точці K .

Радіуси кривизни у відносному вигляді $\rho_{k0} = \frac{\rho_k}{l_k}$ визначаються при підстановці в формулу (5) величин з виразів (7), (8), (9).

Для виявлення впливу чотириланкового контура на радіуси кривизни кулачка були проведені аналітичні дослідження для тих же 9 схем механізму і двох законів руху, що й при дослідженні кутів тиску. Результати дослідження представлені графічно на рис. 3, де пунктирні криві зображають характер зміни радіусів кривизни кулачка для відповідного кулачкового механізму (за дослідженнями Д. М. Сеника).

Із розглянутого випливає:

а. Чотириланковий контур I типу дуже мало впливає на характер зміни і мінімальні значення радіусів кривизни центральної кривої кулачка, викликаючи лише зменшення мінімального додатнього радіуса до середини циклу односторонніх переміщень;

б. Чотириланники II типу викликають зменшення до 30% мінімальних радіусів кривизни при значному збільшенні радіусів на початку вибігу;

в. Чотириланники IV типу значно (в 1,5—5 разів) підвищують значення додатних радіусів кривизни на більшій частині вибігу при дуже різкому спаді їх до мінімального в кінці циклу. Мінімальні значення радіусів зменшуються іноді на 20—30%.

Слід відмітити, що підвищення додатних значень радіусів кривизни, яке викликається нашарованими чотириланниками III і IV типів, сприяє зменшенню контактних напруг між контактуючими поверхнями ролика і кулачка. Однак застосування цих схем вимагає більш ретельного аналізу механізму

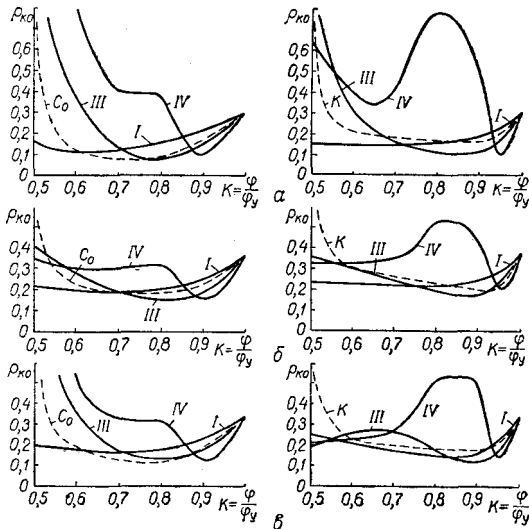


Рис. 3. Графіки залежності радіусів кривизни кулачка від параметрів механізму (криві «C₀» і «K» — для вихідних кулачкових механізмів, криві I, III, IV — для кулачково-важільних механізмів з нашарованими чотириланковими контурами відповідного типу).

а — $\beta_k = 0,83$; $\beta_k = 1$; в — $\beta_k = 1,16$.

за мінімальними радіусами кривизни випуклої частини еквідистанти з метою віддалення від самопересічення та загострення лінії робочого профілю кулачка.

ЛІТЕРАТУРА

1. А. С. Главацький. До питання аналітичного дослідження кулачково-важільних механізмів. «Поліграфія і видавнича справа», вип. 3, Львів, 1967.
2. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. «Книга», М., 1965.

A. S. GLAVATSKII

THE PRESSURE ANGLES AND CURVATURE RADII OF CENTRAL CURVE OF THE CAM-AND-LEVER MECHANISMS

Summary

In the paper the results of the investigation of the problem of the influence of four-link contours forming a part of combined cam-and-lever mechanisms, upon the pressure angle and curvature radii of the centric curve of the cam are adduced.

