

ДОСЛІДЖЕННЯ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ГЕОМЕТРИЧНИМ ЗАМИКАННЯМ

Розглянемо коромислові кулачкові механізми з геометричним замиканням, коли можливість відриву однієї ланки від іншої усувається за рахунок зайвого геометричного зв'язку, що не накладає обмежень на відносний рух ланок. Такі механізми виключають дію пружини, зменшують навантаження та поліпшують умови довговічності. Поряд з цим їх застосування диктує особливі вимоги до точності виготовлення, монтажу, визначення таких доцільних геометричних параметрів, які забезпечують довговічність, працездатність, енергоємність і оптимізують критеріальні характеристики — кути тиску α_h , радіуси кривини профілю кулачка ρ_t , миттєві та інтегральні к. к. д. η_h ; η_i ; контактні напруження між кулачком і роликком σ_h , значення нормального спрацювання робочого профілю кулачка [1, 3, 8].

У математичному відношенні така оптимізація критеріальних характеристик є відомою задачею про рівномірне наближення функції у її чебишевській постановці. Однак протирічні зміни цих критеріїв протягом однозначного циклу при варіюванні геометрії не дають змоги звести задачу до класичного визначення екстремума функції, що приводить до варіаційної постановки проблеми.

Особливості розрахунку кулачків з геометричним замиканням. Конструктивні зміни двокулачкових механізмів з геометричним замиканням позначаються на методах розрахунку їх критеріальних характеристик. Залежно від характеру та значення діючих на коромисло зусиль вони можуть працювати як силові механізми, де переважають однозначні статичні сили, а в роботу протягом всього циклу включається лише один профіль, що контактує з одним коромислом; як інерційні механізми, коли в роботу перемінно включаються два профілі, пов'язані з двома кулачками. У зв'язку з цим *активною* називатимемо вищу кінематичну пару, яка здійснює передачу енергії від кулачка на коромисло або у зворотньому напрямку; *пасивною* — пару, що створює пасивний геометричний зв'язок і не впливає на рух коромисла (рис. 1). У різних видів КМ (двокоромислових або однокоромислових) ці особливості приводять до відмінності характеристик.

Кулачкові механізми з зовнішнім геометричним замиканням КМК-Г1. На рис. 1, а показана схема кулачкового механізму, у якого геометричне замикання здійснюється двома коромислами. Якщо фази руху кулачка не рівні, то необхідно передбачити дво-профільний кулачок. При статичних навантаженнях співрозмірних з динамічними у роботу може включатися будь-яке коромисло, що визначає кінематичні та динамічні характеристики вихідної ланки. При цьому за час однозначного циклу якісний характер руху вихідної системи можуть визначати як фаза віддалення (при рухові активного коромисла від лінії O_1O_2), так і фаза наближення (при

рухові активного коромисла до лінії O_1O_2 , рис. 1). Діючі на кулачок статичні та динамічні навантаження, зведені до вала коромисла, виражають формулою

$$M_{\Sigma} = (p_k + c_k) \frac{I_{\text{пр}} \gamma_{\Sigma} \omega_1^2}{\Phi_y^2}, \quad (1)$$

де p_k і c_k — інваріанти статичної сили (число Ньютона) і прискорення [5]; $I_{\text{пр}}$ — зведений до коромисла момент інерції мас; γ_{Σ} ; Φ_y — кутовий розмах коромисла та фаза руху кулачка.

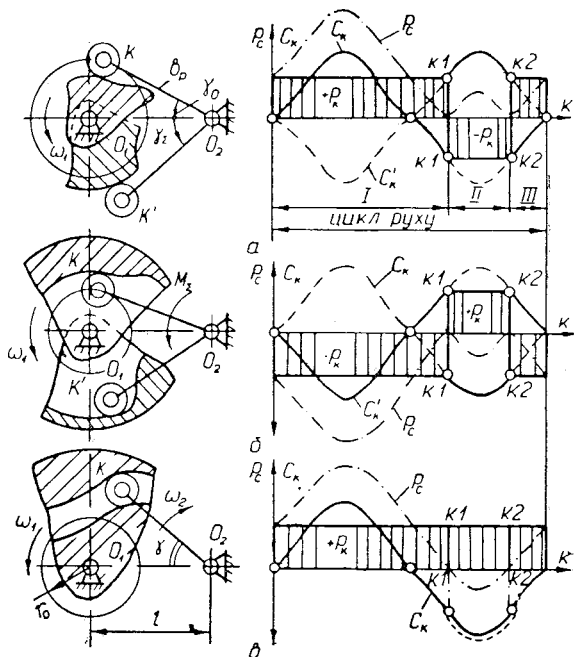


Рис. 1. Коромисловий кулачковий механізм:

а — з зовнішнім (КМК-Г1), б — з внутрішнім (КМК-Г2),
в — з комбінованим (КМК-Г3) геометричним замиканням.

Незалежно від модуля $\frac{I_{\text{пр}} \cdot \gamma_{\Sigma} \omega_1^2}{\Phi_y^2}$, що відображає кількісну сторону навантаження, $(p_k + c_k)$ визначає якість зміни навантаження за цикл і є відносним сумарним моментом на валу коромисла

$$p_c = p_k + c_k. \quad (2)$$

Змінюючись протягом однозначного циклу (рис. 1, а), значення p_c — це міра, що визначає активність обох коромисел. На першому етапі руху (зона фази I) — ведучий кулачок, тому всі критеріальні характеристики виражаються відомими формулами [2, 5, 6]. Наступна фаза II, коли $c_k > p_k$, активним стає коромисло O_2K' , а накопичена енергія вихідної системи віддається на кулачок. При

цьому змінюються кінематичні та критеріальні характеристики:

$$\alpha_k = \arctg \left(\frac{\beta b_{ky} \gamma \mp \cos \gamma \pm \beta}{\sin \gamma} \right). \quad (3)$$

Верхні знаки формули (3) відносяться до періоду, коли кулачок і коромисло мають протилежні напрямки руху, а нижні — коли швидкості ω_1 і ω_2 збігаються. Це зумовлено положенням полюса зачеплення P , який залежно від геометрії механізму може розміщатись поза відрізком O_1O_2 або між центрами O_1O_2 ; миттєві к. к. д. за умови, що коромисло ведуче, визначають з умов, коли $\eta_{1n1} = \frac{M_{k1}}{M_{k2}}$, де M_{k1} — крутний момент, що передається від вихідної ланки на головний вал з врахуванням тертя, а M_{k2} — те ж, без тертя. Враховуючи перехід на другий профіль і беручи до уваги знак кута підйому профілю θ ,

$$\eta_{1n1} = \frac{1 \mp f_1 \operatorname{ctg} \theta \mp \frac{f_{01n}}{\sin \theta}}{1 \pm f_1 \operatorname{tg} \alpha_k \pm \frac{f_{02n}}{\cos \alpha_k}}. \quad (4)$$

Верхні знаки відносяться до $-\theta$, а нижні — коли θ додатна. Тут

$$\Theta = \alpha + \delta; \quad \delta = \arctg \frac{\cos \gamma - \beta}{\sin \gamma}, \quad (4')$$

$f_1 = \frac{2k + f_{\pi} r_{\pi}}{2r_p}$ — зведений коефіцієнт тертя між роликом і кулачком при відсутності ковзання; $f_{\pi} r_{\pi}$ — коефіцієнт тертя на цапфі пальця та радіус цапфи пальця; k — коефіцієнт тертя качення ролика по кулачку; f_{01n} і f_{02n} — зведені коефіцієнти тертя в опорах вала кулачка і вала коромисла

ком при відсутності ковзання; $f_{\pi} r_{\pi}$ — коефіцієнт тертя на цапфі пальця та радіус цапфи пальця; k — коефіцієнт тертя качення ролика по кулачку; f_{01n} і f_{02n} — зведені коефіцієнти тертя в опорах вала кулачка і вала коромисла

$$f_{01n} = \frac{f_{01} r_{10}}{r_{k0}}; \quad f_{02n} = \frac{f_{02} r_{20}}{\beta}; \quad r_{10} = \frac{r_1}{l}; \quad r_{20} = \frac{r_2}{l}. \quad (5)$$

Кулачкові механізми з внутрішнім геометричним замиканням КМК-Г2. Особливістю конструкції таких механізмів є наявність внутрішнього закритого профілю, по якому котиться ролик. Це ускладнює умови роботи кулачків, бо виключає застосування двоопорних роликів і веде до збільшення габаритів порівняно з КМК-Г1.

Однак за динамічними параметрами вони переважають інші види КМК. На рис. 1, б при $p_k = \text{const}$ показано характер зміни інваріанта інерційної сили на різних ділянках однозначного руху вихідної системи: ділянка фази I характеризує роботу коромисла O_2K . На цій фазі кулачок переборює зусилля і є ведучим, доки момент P_c не змінить знака (точка $k1$, рис. 1, б), тобто коли $c_k > -p_k$. У точці $k2$ знову змінюється рівність сил, бо $-c_k < p_k$.

і функції коромисел змінюються. Таким чином, при аналізі критеріальних характеристик слід враховувати всі закономірності, використовуючи формулу (3) для визначення кутів тиску з врахуванням напрямку кутової швидкості кулачка ω_1 і коромисла ω_2 . Для ділянок I і III миттєві к. к. д. знаходять за формулою з врахуванням від'ємного кута θ

$$\eta_{п2} = \frac{1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha_k + \frac{f_{02п}}{\cos \alpha_k}}{1 - f_1 \operatorname{ctg} \Theta - \frac{f_{01п}}{\sin \Theta}} \quad (6)$$

На ділянці II к. к. д. шукають за формулою (4).

Кулачкові механізми з комбінованим геометричним замиканням КМК-ГЗ. Для цього виду кулачкових механізмів зайвий геометричний зв'язок утворює паз кулачка, в якому знаходиться ролик. Наявність пазу дає змогу обмежитись одним лише коромислом, що певною мірою спрощує конструкцію механізму, але не ліквідує значних недоліків, пов'язаних з зазорами у вищій парі, одноопорним роликом. Характер роботи цих механізмів залежить від дії сил на коромисло: якщо величина p_c однозначна, тобто $p_h \gg c_h$, то ролик опирається на внутрішній або зовнішній профіль (рис. 1, в). У цьому випадку аналіз характеристик слід вести з врахуванням попередніх зауважень. Якщо величина p_c знаковмінна, то, як і раніше, ролик K за певних значень переходить з зовнішнього профілю на внутрішній і навпаки, що зумовлено і величиною статичних сил і законом періодичного руху. На ділянках I і III фази однозначного руху кулачок є ведучим і визначення кутів тиску, кутів підйому профілю, миттєвих к. к. д. здійснюється відомими залежностями. На ділянці II фази закон навантажень змінюється ($-c_h > p_h$) і сприяє переходу ролика на внутрішній профіль. Миттєвий к. к. д. при цьому виражається формулою (4) залежно від знака кута підйому θ .

Дослідження критеріальних характеристик. Проведені дослідження кутів тиску, миттєвих та інтегральних к. к. д., радіусів кривини кулачків і контактних напружень при зміні геометричних параметрів схеми розглянутих трьох видів механізмів*. При цьому змінювалися: фазові кути $\varphi_v = \varphi_n = 60 \div 120^\circ$ з кроком 20° ; кути розмаху $\gamma_\Sigma = 10, 20, 30^\circ$ і параметри $\beta = 0,4 \div 1,5$ з кроком $0,2$; $\rho_0 = 0,2 \div 1,0$ з кроком $0,1$. Граничні комбінації величин $\beta(\rho_0)$ визначені межовими умовами у початковий період руху, коли у точці K_0 допустимий кут тиску $[\alpha_0] = 60^\circ$ і при цьому схема механізму O_2KO_1 задовольняє умови

$$\rho_0^2 + \beta_{\min} - \beta_{\max} \rho_0 \cos \left(\frac{\pi}{2} + [\alpha_0] \right) = 1,0, \quad (7)$$

звідки граничні значення

$$\beta_{\min} = \sqrt{1 - 0,25\rho_0^2} \mp 0,866\rho_0. \quad (7')$$

* У розробці програми розрахунку на ЕОМ брав участь В. Д. Стасенко.

Оцінка інтегральних к. к. д., радіусів кривини центральної кривої кулачка та контактних напружень підпорядкована конкретним кінематичним і динамічним параметрам, що визначені для кожного виду кулачкових механізмів.

Інтегральні к. к. д. для ділянок I—III фази однозначного руху виражають як [7]

$$\eta_i = \frac{\int_0^1 u_k dk}{\int_0^{k1} \frac{u_k}{\eta_{k1}} dk + \int_{k1}^{k2} u_k \eta_{pi} dk + \int_{k2}^1 \frac{u_k}{\eta_{k3}} dk}, \quad (8)$$

де $\frac{u_k}{\eta_{ki}} = \frac{p_k b_k}{\eta_{ki}}$ — інваріант сумарної потужності в період переходу енергії від кулачка на коромисло; $u_k \eta_{pi}$ — те ж, в період переходу енергії від коромисла на кулачок; $k1, k2$ — границі зміни напрямку сумарного навантаження на коромисло; $\eta_{ki}; \eta_{pi}$ — к. к. д., що відповідають фазам віддалення і наближення коромисла O_2K або O_2K' .

Радіуси кривини еквідистантної кривої визначають відповідно з формулою [6]

$$\rho_T = \frac{r_{k0}}{\left(1 - \frac{d\Theta}{dk} \cdot \frac{d\psi}{dk}\right) \cos \Theta}, \quad (9)$$

де $r_{k0} = \frac{r_k}{l}$ — відносний біжучий радіус еквідистантного профілю

кулачка; ψ — центральний кут фази (включаючи кутову девіацію при віддаленні або наближенні), що виражає полярну кутову координату точки K або K' .

Контактні напруження σ_k виражені у вигляді інваріантної функції відносного часу та фізичного модуля виміру досліджуваної величини (масштабу переходу) [5]

$$\sigma_k = A_\sigma \cdot P_\sigma, \quad (10)$$

де

$$A_\sigma = \sqrt{\frac{p_c}{\cos \alpha_k} \left(1 \pm \frac{\rho_1}{\rho_{n0}}\right)} \quad (11)$$

якісна характеристика контактних напружень, що формується під впливом закону руху та закону навантаження, кутів тиску, радіусів кривини. Знак мінус належить до випадку, коли ролик опирається на внутрішній профіль кулачка, а радіуси кривини мають

додатний знак; $\rho_1 = \frac{r_p}{l}$ — відносний радіус ролика; $\rho_{n0} = \rho_T \pm \rho_1$ — відносний радіус кривини дійсного профілю. Знак плюс відносить-

ся до кулачків з внутрішнім замиканням, а також до відповідної ділянки фази при використанні комбінованого пазового замикання, коли ролик переходить на внутрішній профіль; знак мінус слід приймати для кулачків з зовнішнім профілем. Величина p_h також набуває додатного або від'ємного значення, що пов'язано з напрямком дії сили та швидкості коромисла (рис. 1, а, б). Величина

$$\Pi_{\sigma} = 0,418 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} I_{\text{пр}} \gamma_2 \omega_1^2}{b_{\text{ш}} b_p r_p \Phi_y^2}} - \quad (12)$$

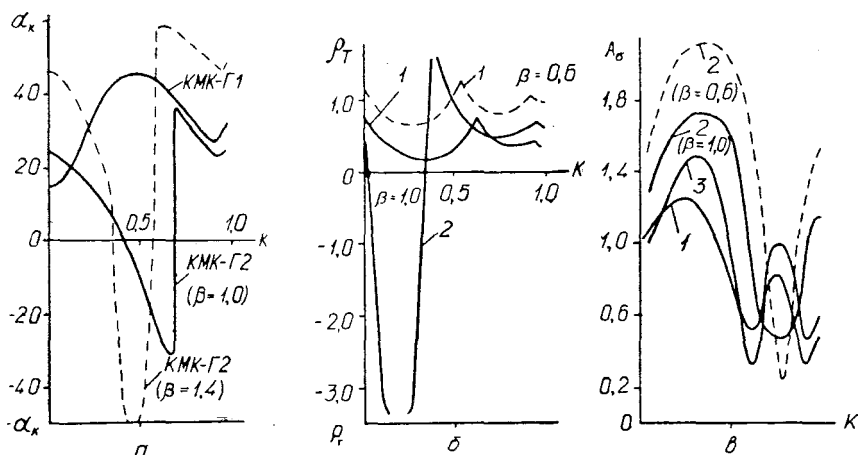


Рис. 2. Зміна α_k ; p_r і A_{σ} залежно від характеру геометричного замикання та значення β .

розмірний модуль напруження, постійна для заданих умов величина.

Як показали аналітичні дослідження, варіювання відносної довжини коромисла при фіксованих параметрах ρ_0 , Φ_y , γ_2 призводить до різкого зростання кутів тиску. Особливо негативно впливають на ріст α_h величини $\beta > 1,0$ (рис. 2, а), тому, залежно від

значення $\rho_0 = \frac{r_0}{r}$, параметр β слід вибирати в межах $0,6 < \beta < 1,0$.

Значною мірою зростання кутів тиску зумовлені переходом ролика на другий профіль. Знак швидкості при цьому змінюється і кути тиску набувають несприятливих значень (рис. 2, а), що позначається на формуванні радіусів кривини, інваріантів контактних напружень, миттєвих та інтегральних к. к. д. Це пов'язано з тим, що перший член залежності (3) при зміні знака b_h , може сумуватися або відніматися і таким чином впливати на чисельник дробу, а з ним на значення α_h . Такі критичні зміни кутів тиску особливо притаманні кулачковим механізмам з внутрішнім профілем і вимагають перевірки їх на екстремум на всіх ділянках, де змінюється напрям зведених до коромисла моментів p_c .

Характер зміни радіусів кривини еквідистантного профілю значною мірою визначає кількісну й якісну зміну A_σ . У процесі досліджень виявилось, що зміна радіусів кривини протягом кінематичного циклу для кулачкових механізмів з зовнішнім і комбінованим геометричним замиканням (КМК-Г1 і КМК-Г3) за своїм якісним характером не відрізняється від ρ_T для кулачків з силовим замиканням, де вони набувають спочатку від'ємних значень, коли ролик рухається під активним впливом кулачка, а потім, на

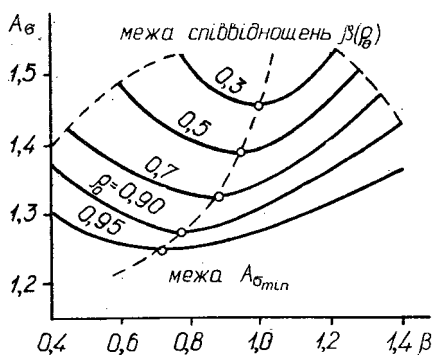


Рис. 3. Зміна інваріанта контактної міцності A_σ при варіюванні β і ρ_0 .

фазі вибігу, приймають додатні значення. Для кулачків з внутрішнім профілем характер зміни ρ_T докорінно відрізняється, що пов'язано з конструкцією вищої пари і зумовленими нею величинами швидкості та прискорення коромисла. Початок руху для таких кулачків здійснюється під впливом профілю кулачка з додатним радіусом кривини (рис. 2, б). На фазі вибігу параметри ρ_T мають значення, аналогічні КМК-Г1. Таким чином, для кулачків з внутрішнім профілем за цикл однозначного переміщення виникає два мінімальних значення ρ_T (рис. 2, б). Зміна β , ρ_0 або φ_y суттєво впливає на мінімізацію ρ_T . Аналіз параметрів ρ_{Tmin} на фазі розбігу та вибігу засвідчує, що з ростом ρ_0 мінімальні радіуси кривини різко збільшуються. Порівнюючи їх значення для різних видів кулачкових механізмів з геометричним замиканням, зауважимо, що найменше значення ρ_{Tmin} для КМК-Г1 і Г3 знаходиться у другій фазі руху, а для КМК-Г2 — у першій фазі руху. Значення ρ_{Tmin} різко зменшується, коли фазові кути $\varphi_y < 90^\circ$. Інваріанти контактних напружень A_σ для розглянутих кулачкових механізмів змінюються протягом циклу, утворюючи два або три піки (рис. 2, в). У першій фазі, коли ρ_c досягає найбільшого значення, A_σ — екстремальне і поступово знижується у наступних фазах циклу. Зростання або спад його у фазах, коли ролик переходить на інший профіль, залежить від зміни значення і знака прискорення c_h і відповідно сумарного моменту (рис. 1). Враховуючи, що $\cos \alpha_h$ і другий множник під радикалом у формулі (11) збільшується, а ρ_c у цій фазі зменшується, параметр A_σ і його пік відрізняються від попереднього. Ця обставина може значно поліпшувати умови роботи та довговічності кулачкових механізмів з геометричним замиканням. Аналіз контактних напружень при варіюванні відносної довжини коромисла β і радіуса кулачка ρ_0 виявляє оптимальну зону геометричних параметрів, де A_σ стає найменшою величиною (рис. 3). Порівняльне дослідження критерію A_σ для трьох схем КМК показує, що з точки зору контактної міцності найбільш ефективні механізми з внутрішнім профілем.

Це пояснюється більш оптимальною роботою вищої кінематичної пари, коли радіуси кривини кулачка і ролика мають спільний знак і згідно з умовою Герца другий множник формули (11) входить під радикал у вигляді $\left(1 - \frac{\rho_1}{\rho_{п0}}\right)$, що призводить до мінімізації A_0 . Однак вирішальним фактором зростання інваріанта контактних напружень є сумарний момент на валу коромисла.

Список літератури: 1. Белецкий В. Я. Синтез кулачковых механизмов с роликовым коромыслом и пазовым кулачком. — Теория механизмов и машин, 1976, вып. 2. 2. Левитский Н. И. Кулачковые механизмы. — М.: Машиностроение, 1964. 3. Новгородцев В. А., Эпштейн Ю. В. О полном замыкании пар кулачкового механизма. — Теория механизмов и машин, 1966, вып. 2. 4. Сеник Д. Н. Исследование контактной прочности кулачков. — В кн.: Тезисы Всесоюзного совещания по методам расчета механизмов машин-автоматов. Львов, 1979. 5. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. — М.: Книга, 1965. 6. Тир К. В., Сеник Д. М. Мінімальні радіуси кривини центрових кривих кулачків. — Поліграфія і видавнича справа, 1971, № 7. 7. Тир К. В. Метод инвариантов подобия в механике машин. — В кн.: Критериальные методы расчета цикловых механизмов. Львов, 1974. 8. Konietzschke H. Toleranzen an Doppelkurvengetrieben und ihr Einfluss auf das Spiel zwischen Rolle und Kurvenschaibe. — Maschinenbautechnik, 1972, 21, № 5.

The article deals with the angle of pressure, instant and integral efficiency, radii of curvature and contact tension of cam mechanisms with external, internal and combined geometrical circuit, when statistic and dynamic forces on the outlet link are commensurable. Zones of extreme criteria values under wide varying geometrical parametres are shown.

Стаття надійшла в редколегію 29. 04. 82