

МЕХАНІКА НЕПОВНОЗУБИХ КОЛІС ІЗ ЗОВНІШНІМ КУЛАЧКОВИМ ВМИКАННЯМ

Механізми переривчастого руху є одними з найбільш застосовуваних у машинобудуванні, у ділильних пристроях, конвейерах, механізмах подачі. Їх завдання — перетворення одностороннього безперервного руху в односторонній переривчастий. Для цього застосовують храпові пристрої, шестерні з неповним числом зуб'їв, мальтійські механізми, зірочки і багато видів кулачкових механізмів¹.

Механізми з перервами в односторонньому русі веденої ланки особливо широко застосовуються в поліграфічному машинобудуванні (привод головного конвейера блокообробного агрегату, привод скачкових кривошипних валів триножних різальних машин, механізм обертового форгрейфера аркушевої друкарської машини та ін.). Несприятлива динаміка цих механізмів погіршує роботу машин, веде до посиленого зношування їх деталей, зменшення точності руху, не дозволяє збільшити робочі швидкості, а таким чином і продуктивність праці.

Останнім часом особливу увагу привернули механізми неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням, які забезпечують рівномірний рух на середній ділянці циклу. В зарубіжній літературі, зокрема американській, ці механізми розцінюються як такі, що добре працюють на високих швидкостях з великими веденими масами і забезпечують високу точність оберт. Встановлено, що вірний вибір закону прискорень дозволяє в два рази зменшити величини максимальних прискорень порівняно з такими ж механізмами звичайного типу. Вібрації знижені за рахунок того, що крива прискорень не має розривів безперервності. Ці механізми з успіхом застосовуються в США для приводу друкарського циліндра діаметром 300 мм і вагою 450 кг з найбільшим числом обертів за хвилину — 175 при одному періоді зупинки за кожен оберт.

У розділі «Комбіновані механізми неповнозубих коліс» книги К. В. Тіра [1] наведений аналіз і синтез двох механізмів введення зуб'їв до зачеплення: 1) кулачкового механізму з кінематичним замиканням і 2) цівочного епіциклоїдного механізму.

Поряд із законом руху веденої ланки одним з найбільш важливих параметрів, що впливають на величину кінетичних навантажень як на веденому, так і на ведучому валах, є величина кутового переміщення

¹ Див. статтю М. Є. Фішина «Скачковые поворотные механизмы в полиграфическом машиностроении» («Полиграфия и издательское дело», № 1, 1964) і бібліографію до неї.

веденого зубчастого колеса від вмикаючого кулачкового механізму, що відповідає періоду розгону ведених мас.

Із збільшенням кута вмикання кінетичні навантаження на обидва вали скорочуються.

Збільшенню цього параметра корінним чином заважає умова сусідства тіла кулачка і веденого вала. Із врахуванням згаданої умови та інших другорядних умов $\psi_{вкл} = 35-36^\circ$.

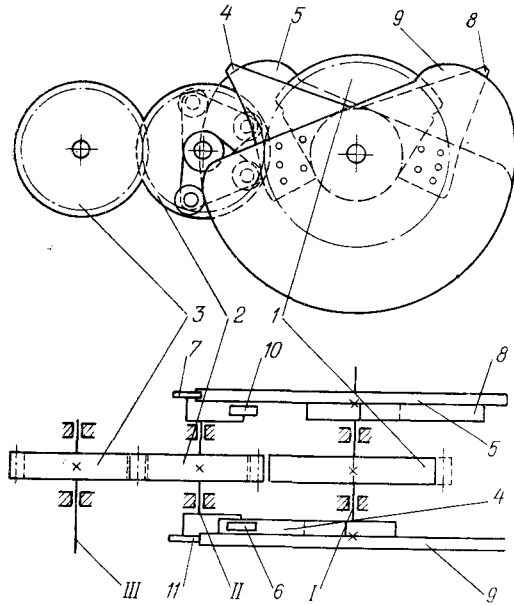


Рис. 1. Схема механізму неповнозубих коліс із зовнішнім кулачковим вмиканням.

механізму, який складається з ведучого кулачка 4 і роликкового штовхача 6, замикаючого кулачка 5 і роликкового штовхача 7. Для виведення зубів із зачеплення служить кулачковий механізм з ведучим кулачком 8 і штовхачем 10, замикаючим кулачком 9 і штовхачем 11.

Як бачимо, розглядуваний механізм має змінну структуру: в період розгону і вибігу скачкового вала II це кулачковий механізм, а після закінчення розгону і до початку вибігу — звичайний зубчастий механізм.

Інерційні навантаження від ведених мас сприймаються: при розгоні — профілем кулачка 4, при вибігу — профілем кулачка 8.

Фіксація скачкового вала в період вистою досягається обкачуванням роликів 7 і 11 по профілях незмінних радіусів 5 і 9.

При проектуванні механізму неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням повинні бути підготовлені такі дані:

$$\tau = \frac{T_2}{T_1} \text{ — відносна тривалість повного оберту веденого колеса 2}$$

(T_1 — тривалість повного оберту ведучого вала I, T_2 — тривалість оберту нерівномірно обертового скачкового вала II);

n — число кінематичних циклів механізму за хвилину;

I_{np} — момент інерції нерівнообертових мас, приведений до скачкового вала II;

Коли кулачкові механізми, ведучий і замикаючий, встановити на торцях валів, то тим самим можна уникнути умов сусідства тіла кулачка з валом коромисла.

Схема такого механізму зображена на рис. 1. На ведучому валу I жорстко посаджено неповнозубе колесо 1, яке входить в зачеплення з колесом 2, що кріпиться на скачковому валі II. Через зубчасту передачу 2—3 переривчастий рух вала II передається вихідному валу III. Змінюючи передатне число зубчастої пари 2—3, можна добиватися наслідування роботи мальтійських механізмів з різним числом пазів.

Необхідною умовою роботи механізму є плавне введення зубів неповнозубих коліс у зачеплення. Цій меті служить кулачковий механізм з кінематичним замиканням, який складається з ведучого кулачка 4 і роликкового штовхача 6, замикаючого кулачка 5 і роликкового штовхача 7.

M_{cm} — момент всіх статичних сил опору, приведений до того ж вала.

Завданнями синтезу неповнозубих коліс із зовнішнім кулачковим вмиканням є:

1) забезпечення бездоганної динаміки механізму, зокрема безударного вмикання і вимикання (тобто в момент зміни структури механізму);

2) надійне віддалення кулачкового механізму від можливості заклинення;

3) віддалення кулачкового механізму від загострення чи самоперетину (інтерференції) лінії справжнього профілю кулачка;

4) забезпечення встановлених норм запасів міцності і зносостійкості деталей механізму;

5) створення компактної конструкції механізму з можливо малою металоємкістю.

Особливістю розглядуваного механізму є жорсткий кінематичний зв'язок, який накладається вимогою плавного входу зуб'їв ведучого колеса в повне зачеплення із зуб'ями веденого колеса.

ВПЛИВ ЗАКОНУ ПЕРІОДИЧНОГО РУХУ СКАЧКОВОГО ВАЛА В ПЕРІОДИ РОЗГОНУ І ВИБІГУ НА МАКСИМАЛЬНІ ВЕЛИЧИНИ КРУТНИХ МОМЕНТІВ НА ВЕДУЧОМУ І СКАЧКОВОМУ ВАЛАХ

Використовуючи метод інваріантів у механіці машин, запропонований К. В. Тіром [1], і його методику визначення крутних моментів, знаходимо максимальний крутний момент від сил інерції на скачковому валу

$$M_{ин.2max} = C \frac{I_{np} \psi_{вкл}}{2 \varphi_{вкл}^2} \cdot \omega_1^2 \quad (1)$$

і максимальний крутний момент від сил інерції на ведучому валу

$$M_{ин.1max} = D \frac{I_{np} \psi_{вкл}^2}{2 \varphi_{вкл}^3} \cdot \omega_1^2, \quad (2)$$

де C і D — константи піків прискорення та кінетичної потужності;

$\varphi_{вкл}$ — кут повороту ведучого вала I за час розгону скачкового вала II ;

ω_1 — кутова швидкість ведучого вала I .

Якщо у формули (1) і (2) ввести

$$\varphi_{вкл} = \frac{B \tau \psi_{вкл}}{(B-1) \frac{\psi_{вкл}}{\pi} + 1},$$

то вони наберуть вигляду

$$M_{ин.2max} = \frac{C \cdot [(B-1)\xi_0 + 1]^2}{2 \pi B^2 \tau^2 \xi_0} \cdot [I\omega_1^2] = M_{ин.2max.i} [I\omega_1^2] \quad (3)$$

і

$$M_{ин.1max} = \frac{D [(B-1)\xi_0 + 1]^3}{2 \pi B^3 \tau^3 \xi_0} \cdot [I\omega_1^2] = M_{ин.1max.i} [I\omega_1^2], \quad (4)$$

де

$$\xi_0 = \frac{\psi_{вкл}}{\pi}.$$

Як показує аналіз формул (3) і (4), при виборі закону поріодичного руху скачкового вала II необхідно призначати закон руху з менш низькими піками C і D і більш високим піком B .

ВПЛИВ КУТА ВМИКАННЯ $\psi_{вкл}$ НА ВЕЛИЧИНИ $M_{ін.2max}$ і $M_{ін.1max}$

При інших рівних умовах на величини максимальних крутних моментів помітний вплив справляє величина кута вмикання. Як показують графіки (рис. 2), побудовані для $\tau = 0,5$ і закону руху «Со» (синусіда: $B = 2,00$, $C = 6,28$, $D = 8,15$) за формулами інваріантів піків крутильних моментів.

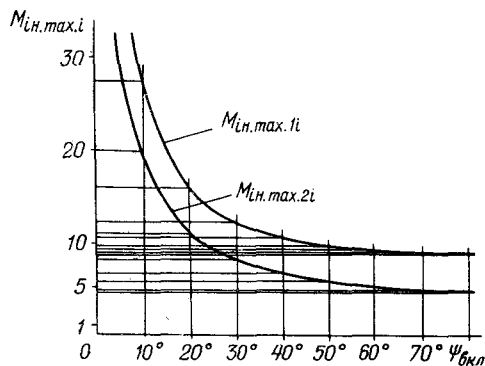


Рис. 2. Графіки $M_{ін.1max,i} = f(\psi_{вкл})$ та $M_{ін.2max,i} = f(\psi_{вкл})$.

$$M_{ін.2max,i} = \frac{C \left[(B-1) \frac{\psi_{вкл}}{\pi} + 1 \right]^2}{2 B^2 \tau^3 \psi_{вкл}},$$

і

$$M_{ін.1max,i} = \frac{D \left[(B-1) \frac{\psi_{вкл}}{\pi} + 1 \right]^3}{2 B^3 \tau^3 \psi_{вкл}},$$

при збільшуванні кута вмикання піки максимальних крутних моментів зменшуються.

ВИБІР КУТА ВМИКАННЯ З УМОВИ ВІДДАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ ВІД МОЖЛИВОСТІ ЗАКЛИНЮВАННЯ

Аналізуючи формулу для визначення поточних значень кутів тиску коромислових кулачкових механізмів стосовно до нашого випадку ([1], стор. 207).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\beta \frac{i}{B} b_k - \cos(\psi_0 + 2 a_k \psi_{вкл}) + \beta}{\sin(\psi_0 + 2 a_k \psi_{вкл})}, \quad (5)$$

де $\beta = \frac{l_p}{A}$ — відношення довжини коромисла до міжосьової віддалі;

- b_k — поточні значення інваріантів швидкості;
- a_k — поточні значення інваріантів переміщення;
- ψ_0 — початковий кут відхилення коромисла від осьової лінії центрів;
- i — передатне число неповнозубих коліс,

приходимо до висновку, що максимальний кут тиску матиме місце дуже близько на початку і в кінці розгону (β — відносно мала величина для нашого механізму).

Зробивши нескладні перетворення формули (5) і підставивши

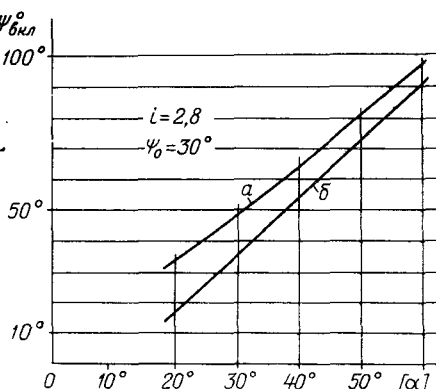


Рис. 3. Графіки $\psi_{вкл} = f(\alpha)$.
а — при $\beta = 0,2$; б — при $\beta = 0,25$.

замість α — $[\alpha]$, $b_k = B$, $a_k = 0,5$, знаходимо вираз для визначення кута вмикання

$$\psi_{вкл} = 90^\circ - \psi_0 + [\alpha] - \arcsin [\beta(1+i) \cos[\alpha]]. \quad (6)$$

Як показують графіки $\psi_{вкл} = f([\alpha])$ при різних β (рис. 3), кут вмикання можна збільшити шляхом збільшення допустимого кута тиску і зменшення параметрів ψ_0 і β .

ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ І ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ

Величина ψ_0 визначається з умови обмеження початкового кута тиску α_0 .

Вводячи в формулу (5) початкові умови ($a_k = 0$, $b_k = 0$, $\alpha = \alpha_0$), дістаємо вираз

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\beta - \cos \psi_0}{\sin \psi_0},$$

який розв'язуємо відносно ψ_0 , нехтуючи значеннями другого порядку малості. Одержуємо формулу

$$\psi_0 \approx \arcsin \left(\frac{\beta}{2} \sin 2\alpha_0 + \cos \alpha_0 \right),$$

в яку кут α_0 слід підставляти із знаком (—).

Підставивши в формулу (7) допустиме значення тиску $\alpha = [\alpha]$, одержуємо найменшу величину кута ψ_0 , при якому відсутнє заклинювання.

Величина параметра β визначається з умови заклинювання за формулою

$$\beta = \frac{\cos(\psi_0 - [\alpha] + \psi_{вкл})}{(1+i) \cdot \cos[\alpha]},$$

де

$$i = \frac{(B-1)\xi_0 + 1}{\tau}.$$

Слід зазначити, що сприятлива робота механізму з умови заклинювання можлива при повороті коромисла від положення, що визначається кутом ψ_0 , до положення з кутом $\psi_{\max} = \psi_0 + \psi_{вкл}$.

Після закінчення рівномірного руху скачковий вал треба привести у вихідне положення. На початку вибігу роликів 6 і 7 займають положення, при якому коромисло не дійде до вихідного положення на кут $\psi_{вкл}$. Виходячи з того, що кут $\psi_0 \approx 30^\circ$, а $\psi_{вкл} = 70-80^\circ$, можна зауважити, що за допомогою цієї ж пари роликів роботу кулачкового механізму з кінематичним замиканням в період вибігу здійснити неможливо. Тому передбачено другу пару роликів 10—11, яка повернута по відношенню до першої пари на кут $\psi_{вкл}$ в напрямі повороту. Це має ще й ту перевагу, що дозволяє уніфікувати профілі кулачків (два типи профілів замість чотирьох).

Інші конструктивні параметри механізму визначаються за відомою методикою ([1], стор. 245—249).

ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. М., 1965.
2. Г. А. Ротбарт. Кулачковые механизмы. М., 1960.
3. Г. А. Шаумян. Автоматы и автоматические линии. Машгиз, М., 1961.

С. Г. СТЕЛЬМАЩУК

**МЕХАНИКА НЕПОЛНОЗУБЫХ КОЛЕС
С ВНЕШНИМ КУЛАЧКОВЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ**

Резюме

Применение механизмов неполнозубых колес с внешним кулачковым включением в качестве привода соответствующих исполнительных скачковых механизмов улучшает динамику системы. В статье приведена методика аналитического расчета подобных механизмов.

S. N. STELMASHCHUK

**THE MECHANICS OF WHEELS HAVING NON-OVERALL TEETH
WITH OUTSIDE CAM GEARING**

Summary

The use of wheel mechanisms having non-overall teeth and outside cam gearing as a drive of corresponding leap mechanisms improves the dynamics of the system. The method of analytic calculation of similar mechanisms is adduced.

