

УДК 62.01

*С. Г. Стельмащук*

**КРИТЕРІАЛЬНИЙ СИНТЕЗ МЕХАНІЗМІВ НЕПОВНОЗУБИХ КОЛІС З ВИКОРИСТАННЯМ НОМОГРАМ**

*Розглядається методика визначення основних параметрів механізмів неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням за допомогою номограм.*

*The article deals with the methods of definition of basic parameters of incomplete-cogged wheels mechanisms with cam switching with the help of nomograms.*

Число розрахункових параметрів, які визначають критеріальні розміри деталей і координати неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням (НЗК КВ), досить велике. Для раціоналізації вибору оптимального варіанту механізму, з урахуванням всього комплексу заданих параметрів, проведено необхідні дослідження за допомогою ПЕОМ при варіюванні в широких межах заданими висхідними параметрами. Результати дослідження систематизовано й за ними побудовано ряд номограм. Усі вони засновані на використанні декартових координат, на яких відкладено два найважливіших заданих параметри. Для кожного варіюваного додаткового параметра нанесено відповідні геометричні місця, які виражають шукану величину. На номограмах зазначено ключі їх використання.

Величини, необхідні для побудови номограм, розраховувалися на ПЕОМ на підставі висновків, зроблених у статті [див: Стельмащук С. Г. Синтез напівобертових механізмів неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням // Поліграфія і видавнича справа. 1971. №7. С. 92 — 99]. Відповідно узгоджено й порядок подальшого опису номограм.

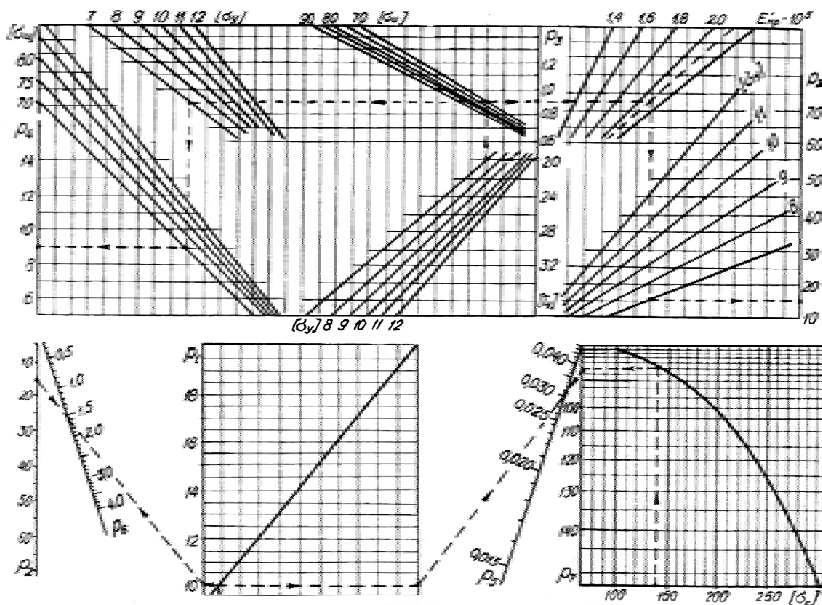
Геометричні й конструктивні параметри механізму НЗК КВ при критеріальному методі розрахунку залежать в основному від величини відносної тривалості часу повороту вихідного вала  $\tau$ , яку задають звичайною цикловою діаграмою машини, що проектують. Конкретні величини навантаження і швидкості роботи механізму не впливають на результати критеріального розрахунку, а визначають лише екстремальні значення розрахункових параметрів механізму.

У даному дослідженні задано такі варіативні параметри: різновидність порівнюваних механізмів НЗК КВ — повнообертовий ( $\psi_{\Sigma} = 2\pi$ ) або півобертовий ( $\psi_{\Sigma} = \pi$ ); кут вмикання  $\psi_{\text{вкл}}$ ; закон періодичного руху при вмиканні і вимиканні; допустимі величини кутів тиску  $[\alpha]$  в кулачкових механізмах; коефіцієнти міцності  $p_1 - p_7$ , які є функціями вибраних матеріалів і допустимих напруг; відносна ширина зубчастих секторів  $\psi_{\text{ва}}$ ; коефіцієнт запасу проти загострення  $n_1$ ; геометричний параметр радіуса маточини коромисла і кулачка  $n_2$ .

Для узагальнення результатів проведеного дослідження розрахункових параметрів, необхідних при синтезі НЗК КВ, побудовано номограми (рис. 1 — 8), які визначають усі основні геометричні параметри механізму з урахуванням обмежень з кінематики та міцності. При побудові номограм варіативні висхідні параметри змінювалися в таких межах:

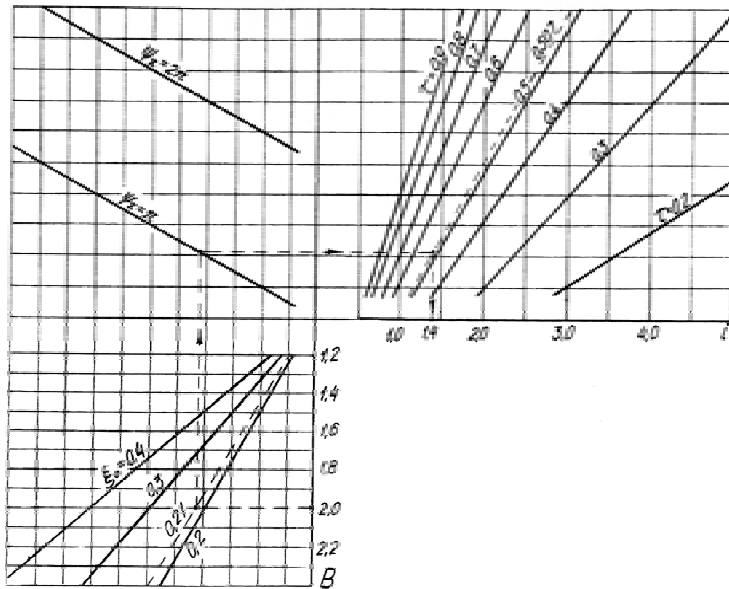
$\tau = 0,2-0,9$ ;  $\psi_{\Sigma} = 2\pi \text{ і } \pi$ ;  $\psi_{\text{вкл}} = 30-75^\circ$  ( $\xi_s = 0,167-0,417$ ):  $B = 1,2-2,4$ ;  $[\alpha] = 30-60^\circ$ ;  $\psi_{\text{ба}} = 0,1-0,3$ ;  $n_1 = 1,5$ ;  $n_2 = 1,0-2,0$ ;  $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $E'_{\text{пр}} = (1,4-2,2) \cdot 10^5$  МПа; допустимі напруги в МПа:  $[\tau_y] = 20-40$ ;  $[\sigma_{\text{н}}] = 650$ ;  $[\sigma'_{\text{н}}] = 600$ ;  $[\sigma_y] = 7-12$ ;  $[\sigma_{\text{н}}] = 70-90$ ;  $[\sigma_{\text{р}}] = 80-300$ .

Після вибору матеріалів для деталей механізму і відповідних (з урахуванням умов роботи) допустимих напруг можна визначити величини коефіцієнтів міцності  $p_1-p_7$ , які введено в розрахунки на міцність. Варіюючи значеннями допустимих напруг, отримуємо відповідний діапазон значень коефіцієнтів  $p_1-p_7$ . Результати досліджень узагальнено на номограмі (рис. 1).



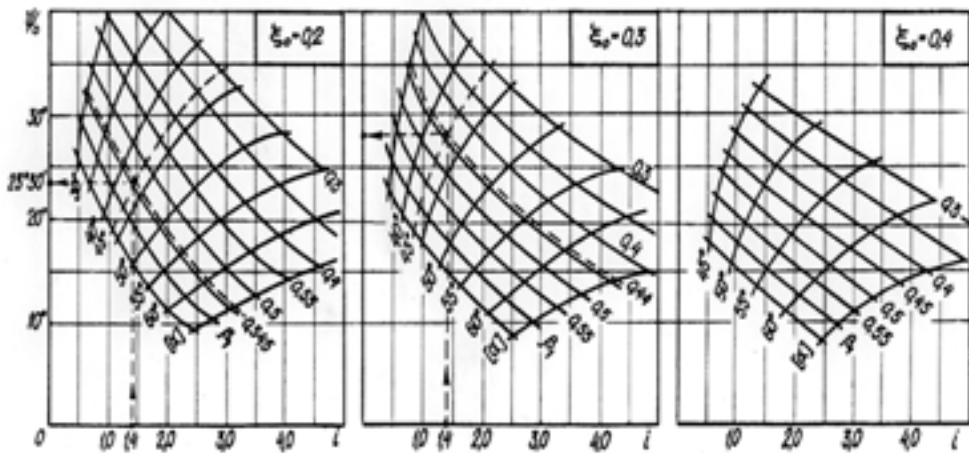
**Рис. 1. Номограми для визначення коефіцієнтів міцності**

На номограмі, зображеній на рис. 2, узагальнено результати дослідження величин передатного відношення і зубчастої пари секторів, яке залежить від висхідних параметрів  $\xi_s$ ,  $\psi_{\Sigma}$  і  $\tau$ . Границі, в яких змінюється величина  $i$ , становлять 0,6 — 5,0. Ключ для її визначення показано стрілками для висхідного закону руху  $Co$  ( $B = 2$ );  $\xi_s = 0,21$ ;  $\psi_{\Sigma} = \pi$  та  $\tau = 0,507$ ; у результаті отримуємо  $i = 1,4$ . Аналізуючи дану номограму, встановлюємо, що для півобертових НЗК КВ ( $\psi_{\Sigma} = \pi$ ) величина  $i$  набуває менших значень порівняно з повнообертovими НЗК КВ ( $\psi_{\Sigma} = 2\pi$ ), що полегшує конструктивне компонування механізму. З цієї ж точки зору закони руху з високими константами піків швидкостей  $B$  також не прийнятні. Передатне відношення зменшується і зі збільшенням параметра  $\tau$ .



**Рис. 2. Номограма для визначення передатного відношення**

Кут початкового розташування коромисла  $\psi_0$  і його відносна довжина  $\beta_1$  визначаються величинами необхідного передатного відношення  $i$ , допустимим кутом тиску  $[\alpha]$  і відносним кутом вмикання  $\xi$ . Встановлені залежності узагальнено номограмою (рис. 3).



**Рис. 3. Номограми для визначення параметрів  $\psi_e$  і  $\beta_1$**

Дослідження пропорцій міцності міжосьової відстані  $\alpha_{we}$ , довжини коромисла  $l_{pe}$  та діаметра ролика  $D_{pe}$  узагальнено на номограмі, зображеній на рис. 4. Параметр  $\alpha_{we}$ , який є функцією  $\psi_{ва}$ ,  $r_1$  й отриманого раніше  $i$ , може бути

зменшений (для одержання компактнішої конструкції механізму НЗК КВ) шляхом збільшення значення  $\psi_{ва}$  і зменшення  $r_1$  та  $i$ . Для зменшення величини  $D_{pe}$  потрібно знижувати критерій міцності  $p_2$ , що практично означає збільшення допустимої контактної напруги  $[\sigma_H]$ .

Для перевірки виконання умов сусідства ведучого кулачкового механізму також побудована номограма (рис. 5). Використовуючи її, можна визначити максимально і мінімально можливі величини пропорції міцності довжини коромисла — відповідно  $[l_{pe}]_{max}$  і  $[l_{pe}]_{min}$ . Отримана величина  $l_{pe}$  повинна знаходитись у межах між  $[l_{pe}]_{max}$  і  $[l_{pe}]_{min}$ . При недотриманні цієї умови потрібно змінити величини відповідних вихідних параметрів.

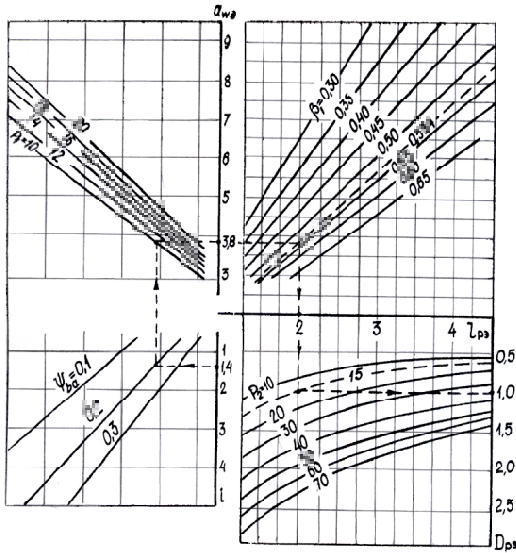


Рис. 4. Номограма для визначення параметрів  $d_{we}$ ,  $l_{pe}$  і  $D_{pe}$

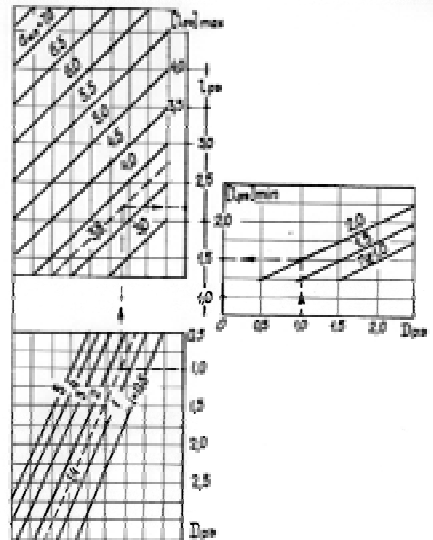


Рис. 5. Номограма для перевірки умов сусідства

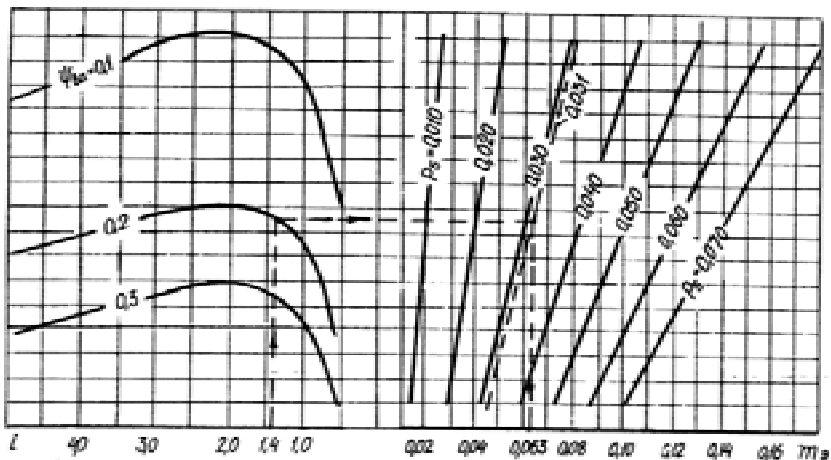


Рис. 6. Номограма для визначення параметрів  $d_{ce}$  і  $b_e$

На номограмі, що на рис. 6, зафіксовано узагальнені результати дослідження величин пропорцій міцності діаметра цапфи  $d_{цф}$  і ширини ролика  $b_3$ , які є функціями раніше визначених параметра міцності  $l_{pe}$  і коефіцієнтів міцності  $p_3$  і  $p_4$ .

Результати дослідження пропорції міцності модуля зубчастого зачеплення  $m_c$ , яка залежить від раніше отриманих значень  $i$ ,  $\psi_{ва}$  та  $p_5$ , узагальнено на номограмі, зображеній на рис. 7.

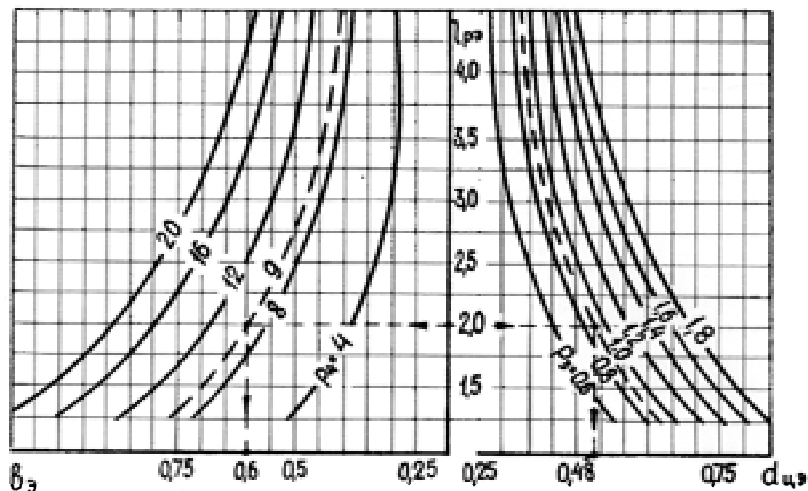


Рис. 7. Номограма для визначення параметра  $m_c$ .

Повне число зубів  $z_1$  і  $z_2$  визначається при вже відомих значеннях  $i$  та  $p_7$  за номограмою (рис. 8).

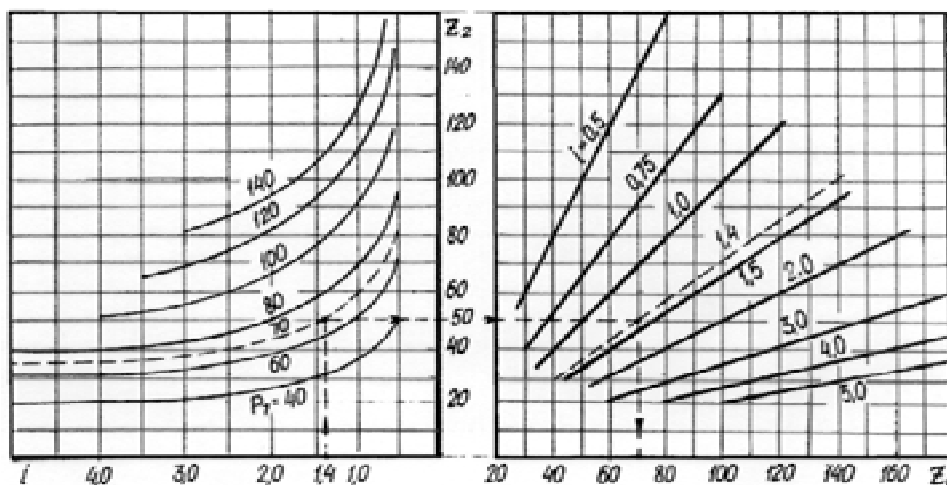


Рис. 8. Номограма для визначення числа зубів  $z_1$  і  $z_2$ .

Використовуючи дані номограми, можна при значній економії часу з урахуванням усіх заданих умов і обмежень спроектувати такий складний механізм змінної структури, як НЗК КВ.