

УДК 677.055.684.6

## МЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ЗМІННОЇ СТРУКТУРИ ДЛЯ ПРИВОДУ ВУШКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

В.О. Котляров, магістрант

*Київський національний університет технологій та дизайну*

В.М. Дворжак, кандидат технічних наук, доцент

*Київський національний університет технологій та дизайну*

Ключові слова: основов'язальна машина, механізм змінної структури, метричний синтез, вушкова голка.

Для реалізації циклограми роботи основов'язальної машини (далі ОВ-машини) на визначених фазах процесу петлетворення повинна бути забезпечена зупинка вушкових голок. На сучасних ОВ-машинах це здійснюється багатоланковими шарнірно-важільними механізмами з «жорсткими» ланками. Для зменшення кількості рухомих ланок в таких механізмах можуть бути використані шарнірні чотириланковики з ланками змінної довжини та форми за цикл процесу петлетворення. Зміна довжини та форми ланок здійснюється завдяки використанню в їх конструкції пружних елементів. Для забезпечення зупинки вушкових голок в механізмі може бути використаний упор, який обмежує рух однієї з рухомих ланок. Заклинювання шарнірного чотириланковика не відбувається завдяки використанню змінної ланки (кривошипа, шатуна, або коромисла). На фазах зупинки вушкових голок при взаємодії однієї з рухомих ланок з упором, змінна ланка забезпечує так звану «прокручуваність» механізму, а на фазах коливального руху вона працює як «жорстка» ланка.

Завданням метричного синтезу механізму вушкових голок із змінними ланками є визначення геометричних параметрів структурної схеми механізму, які задовольняють необхідним кінематичним, динамічним та конструктивним особливостям механізму. Кінематичними умовами є задане максимальне значення кута коливального руху вушкових голок  $\psi$  та задані кути повороту головного вала  $\varphi_i$ , при яких відбуваються рухи вперед, назад та зупинка вушкових голок. Значення кута  $\psi$  залежить від типу голок, якими оснащується основов'язальна машина, та кількості гребінок з вушковими голками. Динамічною умовою є додержання допустимих кутів тиску в кінематичних парах  $\theta_i$ . Конструктивними умовами є задана відстань  $AD$  між головним валом та валом коливання вушкових голок, номінальна довжина коромисла  $CD$  та координати упору.

Особливостями роботи механізму коливального руху вушкових голок із змінними ланками є перетворення руху ведучої ланки в коливальний рух із зупинкою гребінок з вушковими голками при забезпеченні коливання вперед та назад на кут  $\psi$  при повороті ведучої ланки відповідно на кут  $\varphi_{3_1}$  та кут  $\varphi_{1_2}$ , а зупинка в крайньому передньому положенні при повороті ведучої ланки на кут  $\varphi_{2_3}$ . При цьому кути тиску, що визначають працездатність механізму, не повинні перевищувати допустимих значень.

Відомо, що кути повороту веденої ланки  $\psi$  і ведучої ланки  $\varphi$  шарнірного чотириланковика  $ABCD$  зв'язані між собою залежністю  $\psi = f(\varphi)$ . При цьому, беручи до уваги специфіку структури механізму вушкових голок із змінними ланками, цю залежність можна використовувати лише на фазах рухів вперед та назад вушкових голок. Під час зупинки потрібно враховувати зміну довжини та формизмінної ланки (кривошипа, шатуна, коромисла) за цикл петлетворення.

Наприклад, якщо змінною ланкою в механізмі є коромисло, то на фазах рухів вперед та назад механізм можна розглядати як механізм шарнірного чотириланковика, а на фазах зупинки – як кривошипно-кулісний механізм, в якому одна частина змінного коромисла виконує функцію нерухомої напрямної (куліси), а інша – повзуна куліси. Тобто застосовується механізм зі змінною кінематичною структурою.

При синтезі механізму вушкових голок із змінною ланкою відоме крайнє верхнє положення (фаза зсуву перед крючками голок), та два проміжних положення (фаза зупинки за спинками голок), що є специфікою синтезу.

Приймемо довжину кривошипа  $r = l_{AB}$  та довжину шатуна  $l = l_{BC}$  за параметри, які потрібно визначити при синтезі. Задаємося параметрами, що їх можна змінювати при синтезі:  $l_{AD}$  – відстанню між осями кривошипа та коромисла;  $l_{CD}$  – довжиною коромисла;  $\gamma_1$  – початковим кутом установки коромисла;  $\Delta\varphi$  – кутом між  $AC_1$  та  $AC_2$ ;  $\Delta\varphi = \frac{\varphi_{3_1} - \varphi_{1_2}}{2}$ . Записуємо вирази для визначення довжин кривошипа  $r$  та шатуна  $l$ :

$$r = \frac{l_{AC1}^2 - l_{AC2}^2}{2 \cdot (l_{AC1} - l_{AC2} \cdot \cos(\varphi_{1_2} + \Delta\varphi))}; \quad l = l_{AC1} - r.$$

При побудові механізму за розрахованими значеннями параметрів може виявитись, що він не забезпечить відповідність заданим кутам повороту кривошипа при рухах вперед та при зупинці вушкових голок при задовільному відтворенні кута повороту кривошипа, що відповідає русі назад вушкових голок. Тому потрібно порівняти значення одного із заданих кутів повороту кривошипа ( $\varphi_{2_3}$  або  $\varphi_{3_1}$ ), значенню, розрахованому за визначеними параметрами механізму. Визначимо розрахункове значення кута  $\varphi_{3_1}^P$  та порівняємо його із заданим кутом  $\varphi_{3_1}$  повороту кривошипа:

$$\varphi_{3_1}^P = \arccos\left(\frac{l_{AC2}^2 + l_{AB2}^2 - l_{B2C2}^2}{2l_{AC2}l_{AB2}}\right) + \Delta\varphi.$$

Якщо різниця  $\Delta\varphi_{3_1} = \varphi_{3_1} - \varphi_{3_1}^P = 0$ , отримані значення  $r$  та  $l$ , а також наперед задані параметри механізму, приймаємо за остаточні. Якщо  $\Delta\varphi_{3_1} \neq 0$ , потрібно змінити відстань  $l_{AD}$ , довжину  $l_{CD}$  коромисла, що призведе до зміни початкового кута  $\gamma_1$  установки коромисла і кута  $\varphi_{3_1}^P$ .

Отримані залежності дозволяють в результаті метричного синтезу механізму вушкових голок із змінними ланками встановити сталі параметри кінематичної схеми, які забезпечують закон руху вушкових голок за циклограмою роботи основов'язальної машини.