

3. Эдигаров В.Р. Влияние режимов поверхностного фрикционно-электрического модифицирования на структуру, механические и эксплуатационные свойства стали осей балансиров: автореф. дис...канд.техн.наук: спец. 05.02.01 «Материаловедение (машиностроение)»/ В.Р. Эдигаров. – Тюмень, 2006. – 20 с.

4. Ковалевський С.В. Дослідження методу фрикційного електроімпульсного модифікування / Ковалевський С.В., Тулупов В.І., Онищук С.Г. // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем // Матеріали VII міжнародної науково-практичної конференції – Чернігів: Вид-во ЧДТУ, 2017. – Т.1. – С.146-147.

УДК 621.01

Кошель С.О., канд. техн. наук, доцент

Кошель Г.В., канд. техн. наук, доцент

Київський національний університет технологій та дизайну, a_koshel@ukr.net

КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СКЛАДНИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЛОСКИМИ СТРУКТУРНИМИ ГРУПАМИ ВИЩОГО КЛАСУ

До вимог, за якими повинно удосконалюватись існуюче або проектуватись нове обладнання сучасних виробництв легкої промисловості відносяться: розширення різноманіття функціональних можливостей, підвищення точності взаємодії робочих органів машин, забезпечення складних траєкторій технологуютьорюючих органів обладнання та наперед заданих законів руху. Складність законів та рухів робочих органів обладнання, значна швидкість викликають необхідність застосування в структурних та кінематичних схемах механізмів машин складних структурних груп з більшою кількістю ланок.

Вдосконалення існуючого технологічного обладнання легкої промисловості та проектування нових машин пов'язано з досконалістю методів аналізу структурних груп ланок плоских механізмів, з яких останні складаються. Найбільш розробленими є методи дослідження діад або двоповодкових груп.

Знайдені та достатньо відомі методи аналізу структурних груп, до яких надходить чотири ланки, що утворюють групи 3 класу 3 порядку, на основі яких можна структурно синтезувати механізми відповідного класу.

Структурні групи четвертого та більше класу, до складу яких надходять чотири або більше ланок з одного боку вже використовуються або мають значні перспективи застосування в механізмах технологічного обладнання легкої промисловості, з іншого – не мають універсальних методів кінематичного та динамічного досліджень. Пов'язано таке з різноманіттям структурних груп, які можуть бути утворені чотирма, шістьма і більше ланками та відповідною кількістю кінематичних пар.

Недостатня розробка способів аналізу таких структурних груп є фактором стримування їх використання в технологічному обладнанні машинобудівельних галузей виробництв, зокрема, в машинобудуванні легкої промисловості.

Питанням дослідження структурних, кінематичних та динамічних параметрів плоских складних механізмів четвертого та вище класів присвячена значна кількість публікацій. Питанням теоретичного аналізу механізмів вищого класу присвячується ряд робіт [1, 2, 3], зокрема механізмів обладнання легкої промисловості [4, 5].

Задачі кінематичного дослідження складних плоских механізмів залишаються актуальними тому, що в кожному конкретному випадку дослідження механізму вищого класу необхідно підбирати та виконувати оригінальну послідовність дій, яка викликана одночасним застосуванням декількох способів кінематичного аналізу, а універсального способу дослідження різноманіття таких складних механізмів четвертого та вище класів нажаль на сучасний момент не існує.

Дослідження швидкостей та прискорень точок складних механізмів вищого класу

пропонуємо виконувати за допомогою способу, що базується на визначенні величини та напрямку векторів швидкості та прискорення особливої точки Ассура і положень курсу теоретичної механіки про миттєві центри швидкостей (М.Ц.Ш.) і прискорень (М.Ц.П.).

Визначаємо положення особливої точки Ассура складної ланки на планах положення механізму швидкостей і прискорення.

Положення М.Ц.Ш. однієї з ланок механізму можна визначити за допомогою особливих точок цієї ланки, положення яких, в свою чергу, визначаються за допомогою особливих точок інших ланок, для яких є можливим виконати розрахунок швидкостей цих точок за величиною і напрямком та положенням кінематичних пар, якими з'єднані шатуни, що утворюють замкнений контур в складному механізмі.

За положеннями М.Ц.Ш. на плані положення механізму та полюсом плану швидкостей можна за умов обраної помилкової швидкості шатуна, що досліджується визначити дійсний вектор швидкості точки шатуна та побудувати план швидкостей механізму.

Для дослідження прискорень складаємо векторне рівняння для визначення прискорення іншої точки цієї ланки, однак, з огляду на те, що кутове прискорення ланки є невідомою величиною, визначити дійсне положення точки на плані прискорень не є можливим.

Задаємося хибним положенням точки на лінії її можливих положень на плані прискорень. За подібністю визначаємо можливе положення точки М.Ц.П. ланки на плані положення (на плані прискорень точка М.Ц.П. збігається з полюсом плану).

Використовуємо знайдене положення М.Ц.П. на плані положень механізму та повторюємо побудову на плані прискорень для обраної точки, що дозволяє визначити вектор тангенціальної складової прискорення даної точки по відношенню до положення М.Ц.П., що відповідає помилковому положенню обраної точки на плані прискорень.

Аналогічне повторення викладеної послідовності дій дозволяє визначити дійсне положення точки шатуна на плані прискорень і здійснити кінематичний аналіз складного плоского механізму.

Перевага запропонованого способу кінематичного дослідження складного механізму з використанням М.Ц.Ш. та М.Ц.П. полягає в зменшенні об'ємів попередніх розрахунків і побудов, тому що немає необхідності для визначення дійсних величин швидкості та прискорення точки шатуна механізму розглядати всі рухомі ланки структурної групи.

Викладений вище спосіб кінематичного дослідження складних механізмів з плоскими структурними групами вищого класу пропонуємо використовувати для аналізу механізмів, що застосовуються в основов'язальних машинах та інших аналогічних механізмів вищих класів.

Список посилань

1. Дворников Л.Т. Исследование кинематики и кинестатики плоской шарнирной шестизвенной группы Ассура с четырехугольным замкнутым изменяемым контуром / Л.Т. Дворников, С.П. Стариков // Известия ВУЗов, «Машиностроение». – 2008. – №4. – С. 3 – 10.
2. Чашников Д.О. Кинематическое исследование плоского восьмизвенного механизма шестого класса с поступательной парой / Д.О. Чашников, В.В. Горяшин // Успехи современного естествознания. – 2011. - №7. – С. 231 – 232.
3. Чашников Д.О. Кинематическое исследование плоского восьмизвенного механизма шестого класса с поступательной парой аналитическим методом / Д.О. Чашников, В.В. Горяшин // Успехи современного естествознания. - 2012. - №6. – С. 158 – 159.
4. Гебель Е. С. Моделирование кинематики механизма игл основовязальной машины / Е. С. Гебель, Е. В. Солонин // Сборник материалов X междунар. научно-практ. конф. «Теоретические знания в практические дела»: в 2 ч. – Омск.: Филиал ГОУ ВПО «РосЗИТЛП» в г. Омске, – 2009. Ч. 2. – С. 211 – 215.
5. Кикин А.Б. Синтез рычажных механизмов для привода нитераскладчика мотальной машины / А.Б. Кикин // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2005. – № 1. – С. 115 – 119.