

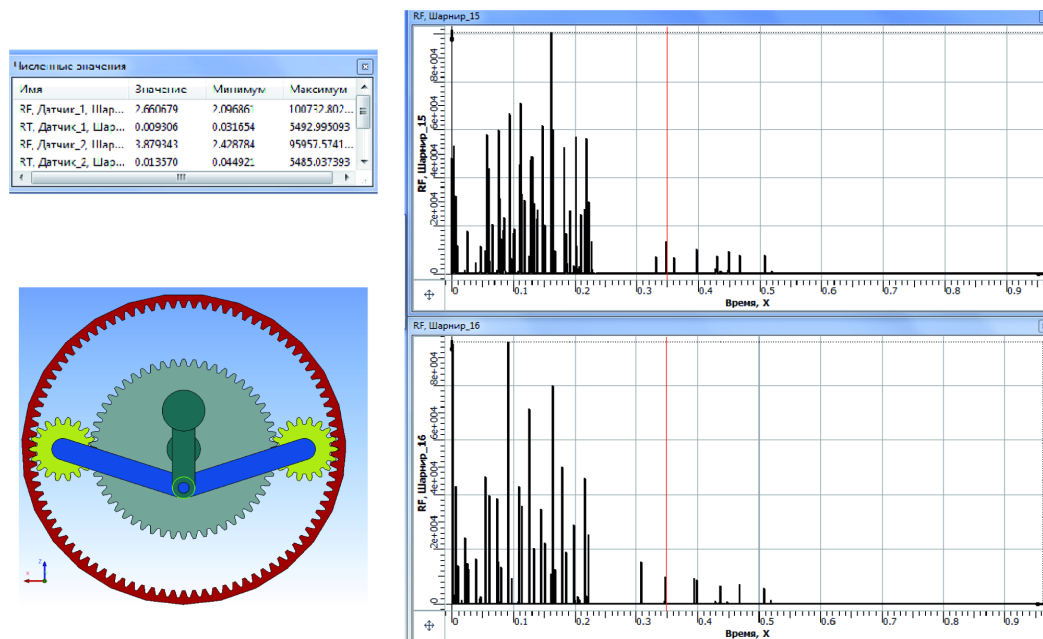


Рисунок 2 – Анализ динамики двухсателлитного планетарного механизма

Анализ такого механизма [1] в программном комплексе T-Flex показал, что нагрузки распределяются вполне равномерно по двум сателлитам (пиковые значения величины нагрузки в момент разгона свидетельствуют о самоустанавливаемости механизма). Однако появляется задача обеспечения равномерности хода такой машины, задача и необходимость расчета противовеса для уравнивания рычажных звеньев.

Создание планетарных многосателлитных передач при условии присоединения к ведущему звену – центральному колесу группы звеньев, обладающей нулевой подвижностью, позволит уменьшить габариты и увеличить срок службы редуктора.

Научный руководитель: Дворников Л.Т., д.т.н., профессор

Список литературы

1. Андреева Я.А., Дворников Л.Т., Жуков И.А. Проблемы создания планетарных редукторов с равномерным распределением нагрузки по сателлитам // Машиностроение и инженерное образование. 2013. № 4. С. 2-8.

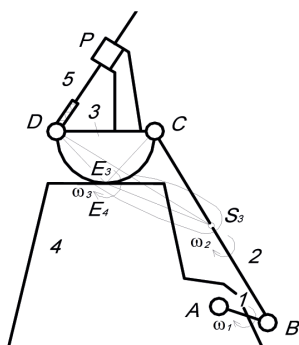


Рисунок 1. Рычажно-кулачковый механизм перекатывающихся рычагов №1710

Механизм состоит из входного звена (кривошипа 1) и трехзвенной группы (шатун 2, рычаг 3, звено 5), рычаг 3 представляет собой трехпарное звено с высшей кинематической парой (точкой касания Е звеньев

ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕКАТЫВАЮЩИХСЯ РЫЧАГОВ ПРИ КАЧЕНИИ СО СКОЛЬЖЕНИЕМ

Баклушин А.А., Максимова Е.Н.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия

Механизмы перекатывающихся рычагов можно разделить на две группы: механизмы, в которых рычаги катятся друг по другу со скольжением и механизмы, в которых рычаги катятся без скольжения (чистое качение). Для рассмотрения кинематического анализа первой группы механизмов перекатывающихся рычагов обратимся к приведенному в книге академика И.И. Артоболевского [1, стр.592] рычажно-кулачковому механизму перекатывающихся рычагов №1710, в котором перекатывание рычагов друг по другу происходит со скольжением (рисунок 1).

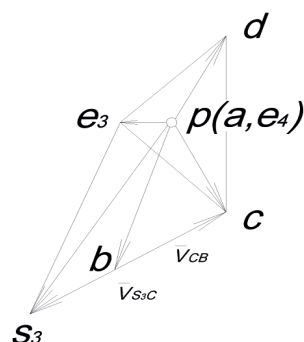


Рисунок 2. План скоростей механизма

3 и 4). Трехзвенная группа обладает нулевой подвижностью, т.к. в ней число подвижных звеньев $n=3$, число пар пятого класса $p_5=4$ и одна пара четвертого класса $p_4=1$, т.е. по формуле Чебышева П.Л.:

$$W=3n-2p_5-p_4=0.$$

Подвижность механизма:

$$W=3n-2p_5-p_4=1,$$

т.к. число подвижных звеньев $n=4$, число пар пятого класса $p_5=5$ и одна пара четвертого класса $p_4=1$, т.е. достаточно задать движение кривошипу 1, чтобы все остальные звенья двигались вполне определенно.

Нахождение скоростей точек звеньев механизма будем осуществлять графо-аналитическим методом. В данном механизме известными являются скорости точек А, В и Е₄. Прежде всего, найдем скорость точки Ассура S₃, которая лежит на пересечении линии BC и перпендикуляра к неподвижной направляющей DP, проведенного из центра ближайшей вращательной кинематической пары, т.е. из точки D. Точка Ассура S₃ принадлежит рычагу 3 (рисунок 1). Векторное уравнение для скорости точки S₃ имеет вид:

$$\begin{cases} \vec{V}_{S_3} = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} + \vec{V}_{S_3C}; & \vec{V}_{CB} + \vec{V}_{S_3C} \perp BC, \\ \vec{V}_{S_3} = \vec{V}_{S_3P}; & \vec{V}_{S_3P} \parallel DP. \end{cases}$$

Вектор $\vec{V}_{CB}$ определит вектор угловой скорости звена 2, а вектор $\vec{V}_{S_3C}$ определит вектор угловой скорости звена 3, величины которых найдем из равенств:

$$|\omega_2| = \frac{V_{CB}}{l_2}, \quad |\omega_3| = \frac{V_{S_3C}}{l_{S_3C}}.$$

Уравнения для нахождения скорости точки Е₃:

$$\begin{cases} \vec{V}_{E_3} = \vec{V}_{S_3} + \vec{V}_{E_3S_3}; \\ \vec{V}_{E_3} = \vec{V}_{E_3E_4}, \end{cases}$$

скорость $\vec{V}_{E_3E_4}$ есть скорость скольжения в точке касания Е звеньев 3 и 4, направлена она по касательной к опоре в точке Е (Е₃, Е₄).

Скорость точки С найдем из уравнений:

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_{E_3} + \vec{V}_{CE_3}; \\ \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB}. \end{cases}$$

Векторные уравнения для скорости точки D имеют вид:

$$\begin{cases} \vec{V}_D = \vec{V}_{E_3} + \vec{V}_{DE_3}; \\ \vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC}. \end{cases}$$

План скоростей представлен на рисунке 2. Тот факт, что на плане скоростей точка e3 не совпала с точкой e4, т.е. $\vec{V}_{E_3} \neq \vec{V}_{E_4}$ или $\vec{V}_{E_3E_4} \neq 0$, доказыва-

ет, что перекатывание рычага 3 по опоре 4 происходит со скольжением.

Научный руководитель: Дворников Л.Т., д.т.н., профессор

Список литературы

1. Артоболовский И.И. Механизмы в современной технике т. II. М.: Наука, 1971

К ВОПРОСУ О КИНЕМАТИЧЕСКОМ ИССЛЕДОВАНИИ МЕХАНИЗМА С ЧЕТЫРЕХЗВЕННОЙ ГРУППОЙ АССУРА

Бондарев В.О., Стариков С.П.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия

На рисунке 1 приведена кинематическая схема шестизвального механизма, состоящего из ведущего звена 1 и четырехзвенной группы нулевой подвижности 2-3-4-5, кинематическое решение которой требует исследование движения особых точек группы, называемых точками Ассура.

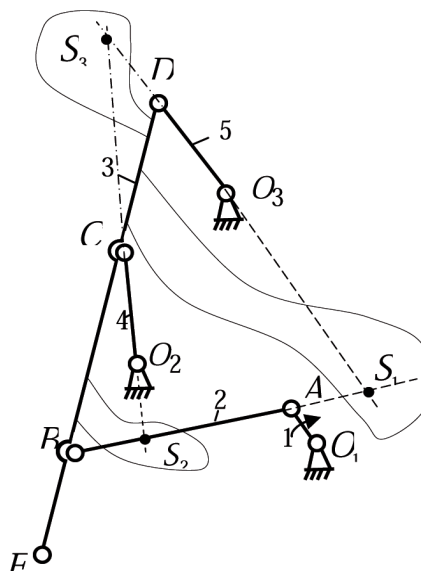


Рисунок 1 – Кинематическая схема шестизвального плоского механизма с точками Ассура звена 3

Принципиальная особенность точек Ассура заключается в том, что они принадлежат трехповодковому звену группы, а именно звену 3. Лишь после определения скоростей и ускорений хотя бы одной из точек Ассура, может быть выполнено полное исследование кинематики механизма.

Точки Ассура в рассматриваемом механизме являются на пересечении линий поводков 5-2 (S₁), 2-4 (S₂) и 4-5 (S₃) группы.

При известной скорости точки А кривошипа, скорости точек Ассура S₁, S₂, S₃ могут быть найдены из систем уравнений