

На рис. 1 показан четырехзвенник, образованный эксцентриситетами колец подшипника – e_1, e_2, e_3 . В силу эксцентриситетности колец, их центры масс оказываются смещёнными относительно центров их вращения. На рис. 2 показано первое из эксцентрических колец, откуда видно, что центр его массы смещён на расстояние S_1 от оси O_1 его вращения. Чтобы это кольцо уравновесить относительно O_1 , достаточно удалить лишнюю (например, заштрихованную) часть его массы. Точно также может быть уравновешено третье кольцо относительно оси O_4 . Что же касается кольца 2, то оно движется плоскопараллельно и не может быть уравновешено относительно неподвижной оси. Удалим в нем лишнюю часть массы, чтобы центр массы оказался, например, на середине его эксцентриситета, как показано на рис. 1.

Вспользуемся далее решением задачи об уравновешивании сил инерции, действующих на фундамент машины [3]. Для этого необходимо поместить центр масс всего механизма в неподвижную точку S (рис. 1). Это станет возможным, если удовлетворить условие, где величины h_1, h_2, h_3 есть вектора главных точек H_1, H_2, H_3 механизма. Эти вектора для рассматриваемого случая определяются условиями

$$\bar{h}_2 = \frac{m_2 \cdot S_2 + m_3 \cdot l_2}{\sum m_i}, \quad \bar{h}_3 = \frac{m_2 \cdot S_3}{\sum m_i}.$$

Если в качестве неподвижной точки выбрать точку O_1 , то условие уравновешивания выполняется, если вектора главных точек окажутся равны нулю, $h_1 = h_2 = h_3 = 0$. При этом, из приведенных формул можно определить новые положения S_1 массы m_1 , S_2 массы m_2 и $S_3 = 0$.

На рис. 3 показаны места расположения масс звеньев для конкретного заданного примера, а на рис. 4 – подшипниковый узел со сквозными отверстиями в кольцах подшипника.

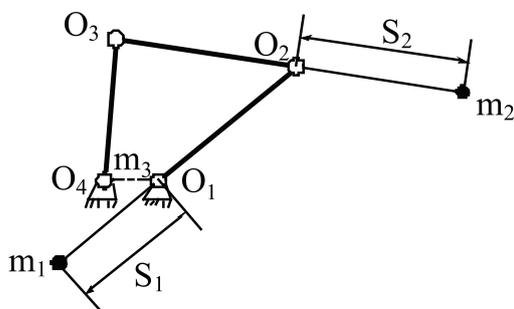


Рис. 3 Новые положения центров масс звеньев

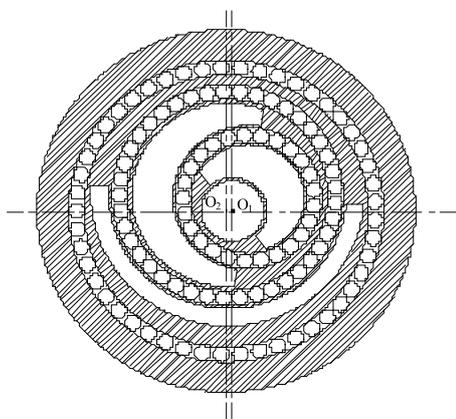


Рис. 4. Уравновешенный трехъярусный подшипниковый узел

Таким образом, выполненный трехъярусный подшипниковый узел обеспечит передачу движения от оси 1 на ось 2 без динамических воздействий на всю передачу в целом.

Список литературы

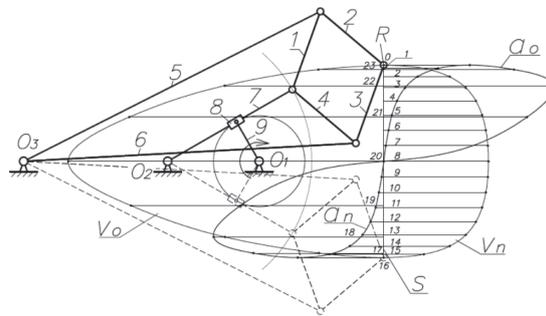
1. Викторов Д.А., Нелидов С.С. Реализация плоского двухкривошипного четырехзвенника в виде подшипникового узла // Успехи современного естествознания. – 2011. – № 7 – С. 87-87
2. Патент № 2461745 Трехъярусный самоустанавливающийся радиальный подшипник качения / Л.Т. Дворников, С.С. Нелидов, Д.А. Викторов. – (РФ) – приоритет от 01.06.2011; опубл. от 20.09.2012 г., Бюл. № 26.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОСЕЛЬЕ-ЛИПКИНА С КУЛИСНЫМ ПРИВОДОМ

Гафитов М.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: mbibishka@mail.ru

В статье «К вопросу о геометрии инверсора Поселье-Липкина» [1] была исследована зависимость величины хода прямолинейного движения шарнира равностороннего ромба, от длин шатуна ромба и трёх качающихся коромысел инверсора. В указанной статье было обращено внимание на то, что инверсор Поселье-Липкин не имеет в своём составе звена, которое могло бы делать полный оборот вокруг стойки и приводить механизм к непрерывному движению. Эта проблема может быть решена введением в состав механизма дополнительных звеньев. Наиболее удачным, по мнению автора, решением проблемы, является использование в составе механизма кулисной пары звеньев, включающих кривошип и ползун, входящий в поступательную кинематическую пару с одним из коромысел механизма.



Механизм Поселье-Липкина с графиками скоростей и ускорений

На рисунке показан механизм Поселье-Липкина с кулисным приводом. Он состоит из четырёх шатунов 1, 2, 3 и 4, соединённых через шарниры в подвижный ромб. Тремя шарнирами ромб соединяется с коромыслами 5, 6 и 7, при этом коромысла 5 и 6 соединяются между собой и со стойкой в шарнир, а коромысло 7 входит в поступательную кинематическую пару с ползуном 8, соединённым с кривошипом 9. При постоянном вращении кривошипа, коромысла и подвижный ромб механизма получают циклическое движение. При этом, точка R ромба будет совершать точное линейное, возвратнопоступательное движение.

Проведём кинематическое исследование описанного механизма. Построим механизм в 24 положениях кривошипа через равные углы в 15° . По линии движения точки R зафиксируем все 24 её положения. Движение точки R вниз назовём прямым ходом S . Он фиксируется положением от нулевого до 16-го, обратное движение фиксируется точками 16 до 24.

Величины скоростей – V и ускорений – α точки R , полученные методом кинематических диаграмм, откладываются на рисунке-1 перпендикулярно направлению её движения в соответствующих масштабах μ_v, μ_a .

При рассмотренном способе задания регулярного движения механизма Поселье-Липкина, можно достичь не только точно линейного движения точки R , но и квазипостоянной её скорости на определённом участке.

Список литературы

1. Гафиятов М.В. К вопросу о геометрии инверсора Поселье-Липкина // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 6 – С. 149-149.

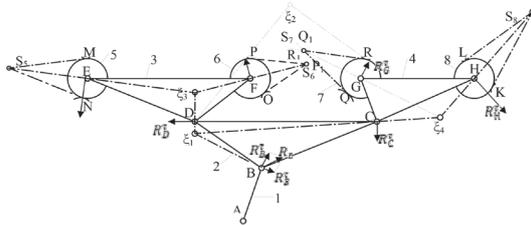
СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СЛОЖНОЙ ВОСЬМИЗВЕННОЙ ГРУППЫ АСУРА ПЛАНЕТАРНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Герасимов С.П.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: grom.pen@yandex.ru

В работе [1] автором было показано, что при условии применения в планетарном редукторе более одного сателлита, механизм теряет свою подвижность. Чтобы этого не происходило, все сателлиты кроме основного следует связывать в кинематические цепи, обладающие нулевой подвижностью, т.е. в группы Асура.

Рассмотрим решение кинестатики восьмизвеной группы нулевой подвижности, представленной в виде самоустанавливающейся системы четырех сателлитного планетарного редуктора (рисунок).



Четырехсателлитная группа нулевой подвижности планетарного зубчатого механизма

Для решения кинестатики ко всем звеньям группы прикладываем все внешние силы и моменты сил, известным методом при заданных массах звеньев вычисляем силы и моменты сил инерции и прикладываем их в соответствующих точках звеньев. Представим решение кинестатики группы в следующем порядке.

На продолжении линий реакций в зацеплениях звеньев 6, 7, 8, 9 фиксируем точки их пересечения S_5, S_6, S_7, S_8 .

$$\sum \bar{F} = 0 = \bar{R}_D^n \text{ и } \bar{R}_C^n \Rightarrow \bar{R}_D^n + \bar{R}_D^\tau = \bar{R}_D; \bar{R}_C^n + \bar{R}_C^\tau = \bar{R}_C; \tag{3в2}$$

$$\sum \bar{F} = 0 = \bar{R}_E^n \text{ и } \bar{R}_F^n \Rightarrow \bar{R}_E^n + \bar{R}_E^\tau = \bar{R}_E; \bar{R}_F^n + \bar{R}_F^\tau = \bar{R}_F; \tag{3в3}$$

$$\sum \bar{F} = 0 = \bar{R}_H^n \text{ и } \bar{R}_G^n \Rightarrow \bar{R}_H^n + \bar{R}_H^\tau = \bar{R}_H; \bar{R}_G^n + \bar{R}_G^\tau = \bar{R}_G; \tag{3в4}$$

$$\sum \bar{F} = 0 = \bar{R}_N \text{ и } \bar{R}_M; \tag{3в5}$$

$$\sum \bar{F} = 0 = \bar{R}_P \text{ и } \bar{R}_O; \tag{3в6}$$

Из уравнений сумм моментов сил относительно обозначенных точек, определим тангенциальные составляющие реакции в опорах сателлитов (E, F, G, H)

$$\sum M(S_5) = 0 \Rightarrow R_E^\tau, \tag{3в5}$$

$$\sum M(S_6) = 0 \Rightarrow R_F^\tau, \tag{3в6}$$

$$\sum M(S_7) = 0 \Rightarrow R_G^\tau, \tag{3в7}$$

$$\sum M(S_8) = 0 \Rightarrow R_H^\tau. \tag{3в8}$$

1 На продолжениях линии, соединяющих точки S_5-E и S_6-F ; S_7-G и S_8-H зафиксируем точки их пересечения – ξ_3 и ξ_4 . Из уравнения сумм моментов всех сил, приложенных к звеньям 3 и 4

$$\sum M(\xi_3) = 0 \Rightarrow R_D^\tau, \tag{3в3}$$

$$\sum M(\xi_4) = 0 \Rightarrow R_C^\tau, \tag{3в4}$$

найдем тангенциальные составляющие реакции в точках D и C (\bar{R}_D^τ и \bar{R}_C^τ).

Проведем затем линии, перпендикулярные к реакциям \bar{R}_D^τ и \bar{R}_C^τ , до их пересечения, получим точку ξ_1 и из уравнения суммы моментов сил, приложенных к звену 2, относительно точки ξ_2

$$\sum M(\xi_4) = 0 \Rightarrow R_{B1}^\tau. \tag{3в2}$$

Найдем первую тангенциальную составляющую реакции в шарнире B звена 2.

Обратимся далее к поводу 1 и найдем вторую тангенциальную составляющую реакцию \bar{R}_B^τ звена 2

$$\sum M(A) = 0 \Rightarrow R_{B2}^\tau. \tag{3в1}$$

Полная реакция в шарнире B , определится как векторная сумма реакций $R_{B1}^\tau + R_{B2}^\tau$ (по закону параллелограмма)

$$\bar{R}_B^\tau + \bar{R}_B^\tau = \bar{R}_B.$$

При известной полной реакции в шарнире B становится возможным определить полные реакции во всех шарнирах группы и в зацеплениях колес 5,6,7 и 8