

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Локтионов А.В., Семин А.Г., Сяборов В.В., Голубев А.Н.

Витебский государственный технологический университет, Витебск

The gear-lever mechanism providing stops of an outlet link is considered. The technique of synthesis of the mechanism that allows calculating lengths of a rod and a crank is offered. The mechanism can be used in all cases when, according to technological process, stops of the working tool during certain time are required.

Введение. Постановка задачи

В работах [1-4] изложены результаты кинематического и динамического исследований зубчато-рычажных механизмов, обеспечивающих вращательное движение с остановками выходного звена. Такие механизмы могут использоваться в случаях, когда по технологическому процессу требуется остановка рабочего инструмента в течение определенного времени. Их достоинством является возможность применения при высоких скоростях и больших нагрузках. Ограничением в использовании является отсутствие абсолютного выстоя. Они применимы при обработке податливых материалов в легкой и текстильной промышленности. Их недостатком является большая скорость скольжения в кинематической паре камень-кулиса, что может привести к быстрому износу пары. Для устранения указанного недостатка предлагается поступательную пару заменить вращательной, т.е. камень и кулису заменить шатуном и кривошипом.

Схемы предлагаемого зубчато-рычажного механизма в различных положениях звеньев представлены на рис. 1. Механизм работает следующим образом. Вокруг неподвижного зубчатого колеса 1 вращается сателлит 2, приводимый в движение водилом 3. На сателлите вне делительной окружности закреплен палец 4, шарнирно связанный с шатуном 5, который, в свою очередь, соединен с кривошипом 6. Ось вращения кривошипа 6 совпадает с осью вращения водила 3. При вращении водила 3 палец 4 движется по удлиненной эпициклоиде, имеющей в зависимости от отношения чисел зубьев колес одну или несколько петель. Траектория движения пальца 4 показана на рис. 1 штриховой линией. Число петель равно отношению чисел зубьев. Во время движения пальца 4 по петле выходной кривошипа 6 имеет приближенную остановку, длительность которой зависит от расстояния точки *B* пальца 4 до оси вращения сателлита 2.

Синтез зубчато-рычажного механизма

Рассмотрим методику синтеза механизма, заключающуюся в определении длин шатуна и кривошипа. При этом необходимо учитывать такую динамическую характеристику, как угол передачи μ в паре шатун-кривошип.

Исходными данными для синтеза являются: отношение чисел зубьев неподвижного колеса и сателлита $U = 2$, расстояние точки *B* пальца 4 от оси сателлита $k = 1,2r$, где r – радиус сателлита. При таком значении k остановка выходного кривошипа 6 длится половину оборота сателлита. Для определения длин шатуна и

кривошипа при заданном угле передачи μ изобразим петлю (рис. 2). Очевидно, что если шарнир вращательной пары находится на перпендикуляре, проведенном в середине отрезка ab , то отклонение кривошипа от среднего положения при квазиостановке будет минимальным.

Уравнение движения пальца при $r = 1$ имеет следующий вид [2]:

$$\begin{aligned} x &= 3 \cos \alpha - 1,2 \cos 3\alpha, \\ y &= 3 \sin \alpha - 1,2 \sin 3\alpha, \end{aligned} \quad (1)$$

где α - угол поворота водила (см. рис. 1).

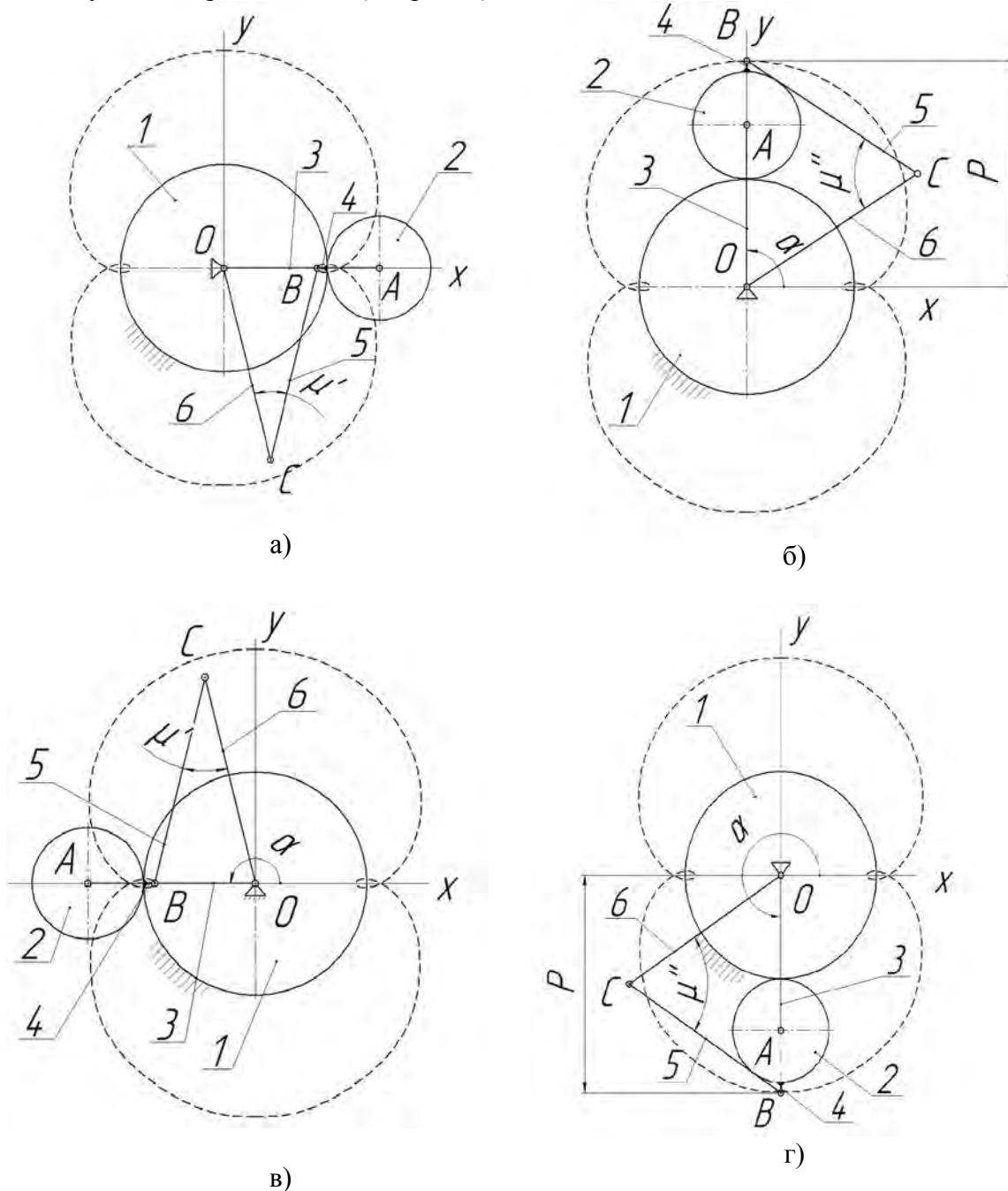


Рис. 1. Положение звеньев механизма при различных положениях водила:
 а - при $\alpha = 0$; б - при $\alpha = 90^\circ$; в - при $\alpha = 180^\circ$; г - при $\alpha = 270^\circ$;
 1 - колесо; 2 - сателлит; 3 - водило; 4 - палец; 5 - шатун; 6 - кривошип

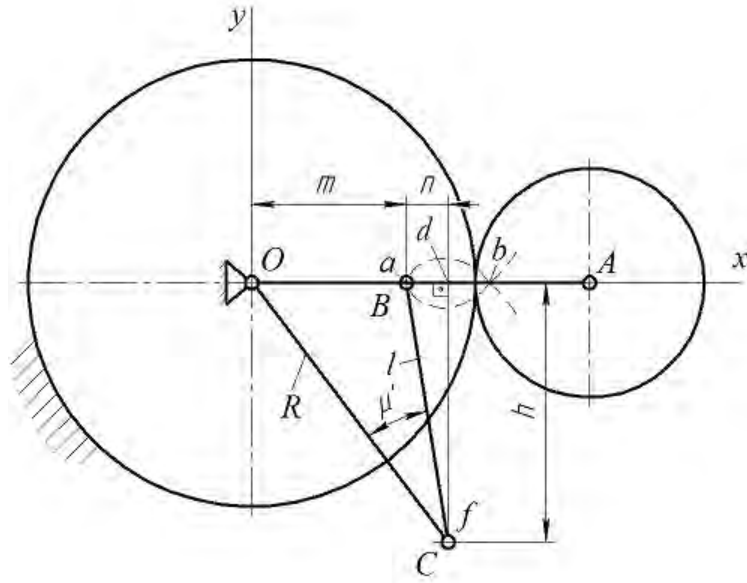


Рис. 2. Схема синтеза зубчато-рычажного механизма

Для определения координаты x точки a приравняем второе уравнение в формулах (1) нулю:

$$y = 3 \sin \alpha - 1,2 \sin 3\alpha = 0,$$

где $\sin 3\alpha = 3 \sin \alpha - 4 \sin^3 \alpha$. Тогда

$$3 \sin \alpha - 1,2(3 \sin \alpha - 4 \sin^3 \alpha) = 0.$$

После преобразований имеем

$$\sin \alpha (4,8 \sin \alpha - 0,6) = 0.$$

Отсюда $\sin \alpha = 0$ и $\alpha_1 = 0$; $4,8 \sin \alpha = 0,6$; $\alpha_2 = 21^\circ$.

Подставив значение α_1, α_2 в формулу (1), получим

$$x_a = 3 \cos 0 - 1,2 \cos 0 = 1,8,$$

$$x_b = 3 \cos 21^\circ - 1,2 \cos 63^\circ = 2,2.$$

Следовательно, $ab = x_b - x_a = 2,2 - 1,8 = 0,4$.

Обозначим $ad = n = \frac{ab}{2} = 0,2$ и $x_a = m$, а высоту перпендикуляра через h .

Тогда длина шатуна l определяется из треугольника adf :

$$l = \sqrt{n^2 + h^2}, \quad (2)$$

длина кривошипа b определяется из треугольника odf :

$$R = \sqrt{(m+n)^2 + h^2}. \quad (3)$$

При синтезе механизмов необходимо учитывать минимальный угол передачи μ , который, как показала практика, не должен быть меньше 30° . Учитывая это требование, найдем значение угла передачи μ' при крайнем положении кривошипа OC (рис. 1, а, в и рис. 2):

$$\mu' = \arccos \frac{l^2 + R^2 - m^2}{2lR}. \quad (4)$$

Другое значение угла передачи μ'' наблюдается при крайнем положении кривошипа, показанном на рис. 1, в, г:

$$\mu'' = \arccos \frac{l^2 + R^2 - P^2}{2lR}, \quad (5)$$

где P – сумма радиусов колес и величины k ; $l = BC$, $R = OC$. При отношении чисел зубьев колес $U = 2$ и $k = 1,2$ получим $P = 4,2$.

Следовательно,

$$\mu'' = \arccos \frac{l^2 + R^2 - 17,6}{2lR}. \quad (6)$$

Необходимо учитывать, что не при всех значениях h механизм может быть построен, т.е. не всегда получается замкнутый контур.

Условие существования механизма можно записать в виде

$$l + R > 4,2. \quad (7)$$

На рис. 3 и 4 представлены величины μ' , μ'' , R и $l + R$ при различных значениях h . Анализом полученных кривых установлено, что условие (7) соблюдается при $h > 1,6$. Поэтому интерес представляют значения $h = 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1$. Найдем то значение h , которое лучше удовлетворят требования оптимальных величин углов передачи. Чем больше угол передачи μ , тем меньше потерь на трение, выше КПД механизма, меньше нагрузки на механизм и реакции в кинематических парах. При этом снижается также и потребляемая мощность.

Рассмотрим следующие три случая полезной нагрузки на механизм.

1. Если полезная нагрузка постоянна в течение цикла, то целесообразно принимать $\mu' = \mu''$.

2. Если полезная нагрузка имеет максимальное значение при остановке выходного звена, то лучше иметь более высокий угол передачи.

3. Когда полезная нагрузка максимальна при большой скорости выходного кривошипа, следует иметь больший угол передачи.

Для первого случая на рис. 3 находим точку пересечения кривых μ' и μ'' . Получаем по рис. 3 и 4: $h = 1,8; l = 1,81; R = 2,69, \mu' = \mu'' \approx 40^\circ$. Во втором случае $h = 1,7; l = 1,71; R = 2,62, \mu' = 42^\circ; \mu'' = 30^\circ$. Для случая 3 имеем $h = 2,0; l = 2,11; R = 2,83, \mu' = 38^\circ; \mu'' = 55^\circ$.

При $h = 2$ значительно возрастают l и R , увеличивается масса звеньев, что отрицательно сказывается на габаритах механизма и его динамике. При измене-

нии длительности остановки характер кривых на рис. 3 и 4 изменяется незначительно.

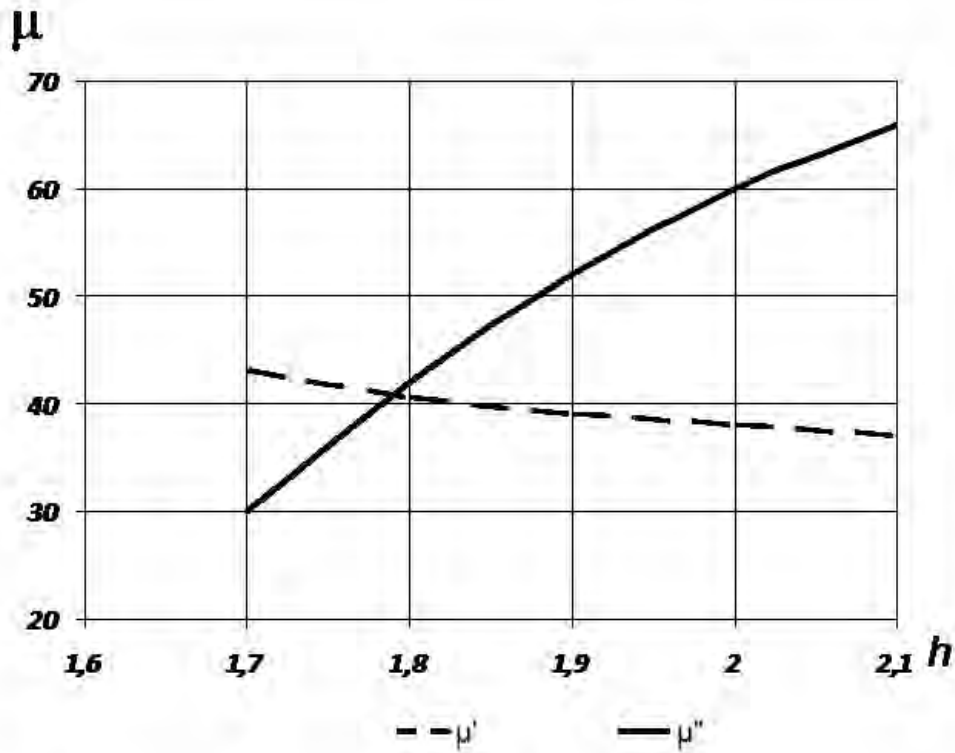


Рис. 3. Зависимости углов передачи μ' и μ'' от h

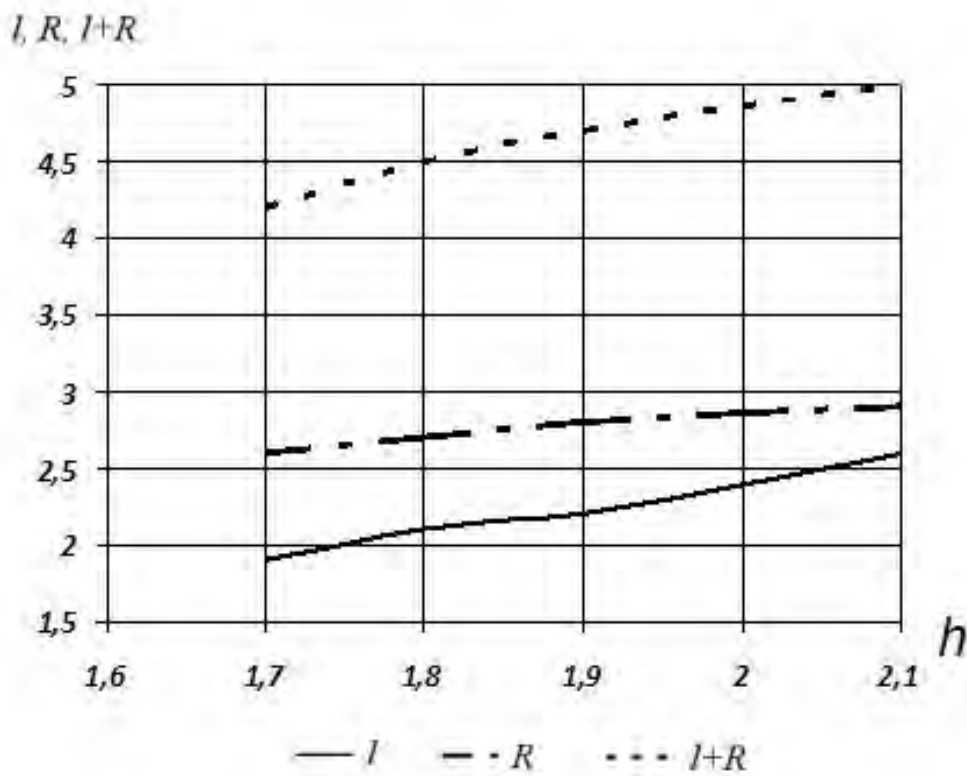


Рис. 4. Зависимости длин кривошипа l и шатуна R от h

Если требуется найти параметры механизма при другом отношении чисел зубьев колес, т.е. при другом числе остановок за один оборот водила, то необходимо выполнить расчеты по изложенной методике, при этом изменится вид кривых на рис. 3 и 4.

Установлено, что при $U = 1$, т.е. когда колеса одинаковы по диаметру, минимальный угол передачи μ меньше допустимого и составляет 20° . Такой механизм можно применить при незначительной полезной нагрузке. Если $U > 3$, то углы передачи увеличиваются и механизм работает в лучших динамических условиях.

Выводы

Предложенная методика применима для синтеза зубчато-рычажных механизмов с остановками выходного звена.

Механизм с внешним зацеплением колес и отношением чисел зубьев, равным 2, обеспечивает минимальные углы передачи μ в крайних положениях, равные 38° и 55° .

При отношении чисел зубьев, равным 1, ухудшается динамика механизма.

При отношениях чисел зубьев, равных 3 и 4, механизмы работают с меньшими потерями мощности.

Литература

1. Семин А.Г., Тимофеев А.М., Локтионов А.В. Исследование механизма с прерывистым движением выходного звена / Вестник Гомельского гос. техн. университета им. П.О. Сухого. №3-4, 2002, с. 12-16.
2. Семин А.Г., Локтионов А.В., Тимофеев А.М. Исследование зубчато-рычажного механизма с прерывистым движением выходного звена / Вестник УО «ВГТУ», 2004, Вып. 6, с. 60-63.
3. Семин А.Г., Тимофеев А.М., Гамзюк Е.Н. Исследование зубчато-рычажного механизма с остановками выходного звена / Вестник УО «ВГТУ», 2005, Вып. 8, с. 109-112.
4. Семин А.Г., Алещенко Б.Ф. Исследование длительности и качества квазиостановки выходного звена зубчато-рычажного механизма / Вестник УО «ВГТУ», 2008, Вып. 10, с. 41-44.