

# STUDY OF MECHANISM KINEMATIC WITH FLEXIBLE ELASTIC LINKS OF DOUBLE CUTTER BAR GRASS REAPER

## ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМА С ГИБКИМИ УПРУГИМИ ЗВЕНЬЯМИ ДВУХНОЖЕВОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА ТРАВЯНОЙ ЖАТКИ

A.Adilsheev Doctor of Technical sciences, O.Zhortuylov Doctor of Technical sciences  
LLP «Kazakh scientific research institute mechanization and electrification of agriculture», Republic of Kazakhstan  
E-mail: kazniimesh@yandex.kz

Д-р техн. наук Адильшеев А.С., д-р техн. наук, Жортуылов О.  
ТОО «Казахский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства»,  
Республика Казахстан

**Abstract:** A new crank-rocker mechanism with flexible elastic links in pre-stressed circuit for driving the cutting unit double cutter bar grass reaper is offered. The analytical expressions for determining the displacement, velocity and acceleration of the cutting blades machine are obtained.

**Key words:** GRASS REAPER, DOUBLE CUTTER BAR, MECHANISM, RESILIENT LINKS, VELOCITY AND ACCELERATION OF THE KNIFE.

**Резюме:** Предложен новый кривошипно-коромысловый механизм с гибкими упругими звеньями в предварительно напряженном контуре для привода двухножевого режущего аппарата травяной жатки. Получены аналитические выражения для определения перемещения, скорости и ускорения ножей режущего аппарата.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** ТРАВЯНАЯ ЖАТКА, ДВУХНОЖЕВОЙ РЕЖУЩИЙ АППАРАТ, МЕХАНИЗМ, УПРУГИЕ ЗВЕНЬЯ, СКОРОСТЬ И УСКОРЕНИЕ НОЖА

### 1. Введение

В Казахстане для скашивания сеяных и естественных трав с образованием валков применяются самоходные косилки-плющилки Е-303, Е-304 от фирмы «Case IH» (Германия), КПС-5Г (Гомсельмаш, Беларусь), прицепная косилка-плющилка КПП-4,2 «Палессе СТ 42» (Гомсельмаш) и др.

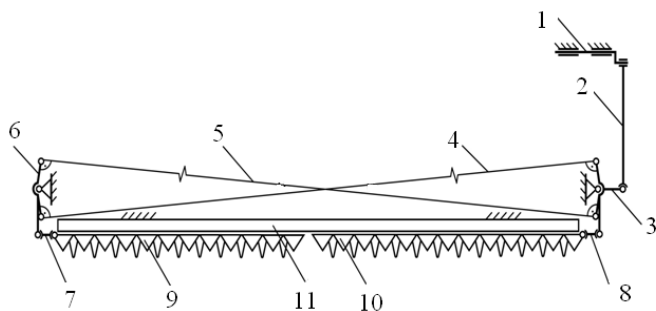
В жатках этих машин привод двухножевого режущего аппарата осуществляется двумя механизмами качающейся шайбы, установленными на боковинах жатки. Привод сложен и металлоемок, так как состоит из двух механизмов с качающейся шайбой, соединенных между собой длинными металлоемкими валами и муфтами. Надежность работы механизма качающейся шайбы обеспечивается при условии пересечения осей трех его звеньев – кривошипного вала, шайбы и вилки в одной точке, что требует изготовления деталей по высокому качеству точности и тщательности сборки. Несоблюдение этих требований приводит к быстрому нагреванию и изнашиванию шарниров, поломкам деталей, т.е. снижению надежности механизма, следовательно, уменьшению производительности жатки [1].

Низкая эксплуатационная надежность этого механизма объясняется структурными дефектами, наличием избыточных связей в его кинематической цепи. В механизмах с избыточными связями вследствие деформации рамы, неточности изготовления деталей и сборки возникают дополнительные нагрузки, не связанные с выполнением технологического процесса. В результате этого происходит защемление элементов кинематических пар, вследствие чего нагрузки на отдельные звенья и элементы шарниров могут во много раз превышать допустимые, что приводит к поломкам и снижению долговечности деталей и узлов машин.

### 2. Предпосылки и средства для решения проблемы

В Казахском научно-исследовательском институте механизации и электрификации сельского хозяйства разрабатывается травяная жатка, в которой привод двухножевого режущего аппарата осуществляется самоустанавливающимся кривошипно-коромысловым механизмом с гибкими звеньями

Механизм привода двухножевого режущего аппарата (рисунок 1) работает следующим образом. Вращательное движение приводного кривошипного вала 1 через шатун 2 преобразуется в качательное движение коромысла 3, которое через гибкие перекрещивающиеся звенья 4 и 5 передается второму коромыслу 6 на противоположном конце режущего аппарата. Качающиеся коромысла через поводки 7 и 8 приводят ножи 9 и 10 в возвратно-поступательное движение навстречу друг другу, что обеспечивает уравнивание сил инерции в режущем аппарате [2].



**Рисунок 1** – Механизм привода двухножевого режущего аппарата

Особенностью этого механизма является то, что в кинематической цепи его имеется замкнутый контур, составленный из шарнирно соединенных подвижных звеньев. Наличие такого контура обуславливает ряд свойств, общих для подобного рода механизмов, и может служить характерным признаком, отличающим их от распространенных шарнирно-рычажных механизмов. Необходимым условием подвижности механизмов с замкнутым контуром является способность некоторых звеньев контура к достаточным упругим деформациям, причем геометрические параметры контура могут быть подобраны таким образом, чтобы достаточные перемещения механизма обеспечивались при малых относительных деформациях звеньев [3].

В механизме передача качательного движения от коромысла 3 к коромыслу 5 обеспечивается при упругой податливости гибких звеньев 4 и 5. Действительно, степень

подвижности механизма с абсолютно жёсткими звеньями равна:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 = 6 \cdot 10 - 5 \cdot 9 - 3 \cdot 6 = -3,$$

где  $n$  – число подвижных звеньев;

$P_1, P_2, \dots, P_5$  – число кинематических пар I, II, ... V классов.

Таким образом, данный механизм с абсолютно жесткими звеньями представляет собой неподвижную кинематическую цепь с лишними связями.

При сборке механизма в замкнутом контуре должно быть создано предварительное натяжение гибких звеньев так, чтобы во время работы в них всегда сохранялись растягивающие усилия. Предварительное натяжение обеспечивает безударную работу механизма за счет одностороннего контакта элементов кинематических пар. Гибкие звенья, воспринимающие только растягивающие усилия, могут быть изготовлены из стального каната. Применение гибких звеньев дает возможность снизить вес и материалоемкость механизма. Благодаря наличию гибких звеньев эти механизмы не требуют высокой точности изготовления их деталей и нечувствительны к деформациям рамы машины.

Для определения кинематических параметров механизма рассмотрим четырехзвенник  $O_1ABO_2$ , преобразующий вращательное движение ведущего звена в качательное движение коромысел (рисунок 2). При вращении кривошипа  $O_1A$  в плоскости  $yOz$  коромысло совершает качательное движение относительно точки  $O_2$  в плоскости  $xOy$ . Шарнир  $B$  качающегося коромысла перемещается по дуге окружности радиуса  $R_1$ , ограниченной крайними положениями  $B_1$  и  $B_2$ . Для обеспечения надежной работы режущего аппарата положения коромысла, соответствующие крайним положениям ножа должны быть симметричны относительно оси  $Ox$ , т.е.  $OB_1 = OB_2$ . Второе плечо  $O_2C$  коромысла, движущееся по дуге, соединяется с ножом 5, совершающим прямолинейное движение вдоль оси  $z$ , посредством поводка. Плечи коромысла выбирают в зависимости от хода ножа, а также исходя из конструктивных возможностей. Шатун, соединяющий кривошип и коромысло, совершает сложное движение в двух плоскостях, поэтому он соединен с коромыслом шаровым шарниром.

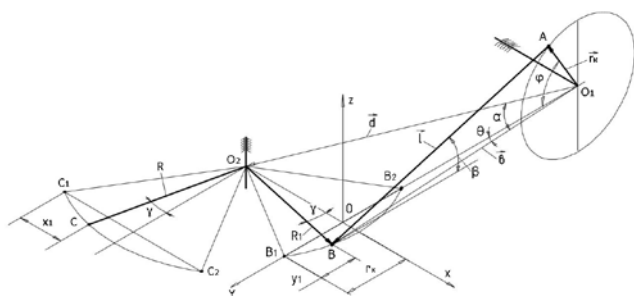


Рисунок 2 – Расчетная схема замкнутого контура  $O_1ABO_2$

Кинематическое исследование механизма удобней вести методом векторных контуров [4]. Составим векторные уравнения для замкнутых контуров  $O_1AB$  и  $O_1O_2B$ :

$$\left. \begin{aligned} \vec{r}_k + \vec{l} &= \vec{b}, \\ \vec{d} + \vec{R}_1 &= \vec{b}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $\vec{b}$  – переменный по модулю вектор, определяющий положение точки  $B$  относительно  $O_1$ .

Проектируя векторы уравнения (1) на ось координат  $Oy$  и приравнивая, получим:

$$r_k \cos \varphi + l \cos \beta \cos \theta = d \cos \alpha + R_1 \sin \gamma, \quad (2)$$

где  $r_k$  – радиус кривошипа  $O_1A$ ,

$l$  – длина шатуна  $AB$ ,

$R_1$  – длина плеча  $O_2B$ ,

$d$  – расстояние между опорами кривошипа и коромысла,

$\varphi$  – угол поворота кривошипного вала,

$\alpha, \beta, \gamma$  и  $\theta$  – углы, соответственно, между

векторами  $\vec{d}, \vec{l}, \vec{R}_1$  и  $\vec{b}$  с осью  $Oy$ .

В начальном положении механизма при  $\varphi = 0$  кривошип и шатун лежат вдоль одной прямой, совпадающей с осью  $Oy$ . Тогда перемещение точки  $B$  качающегося коромысла  $BO_2C$  определяется по выражению:

$$y_1 = r_k - R_1 \sin \gamma. \quad (3)$$

Подставляя значение  $R_1 \sin \gamma$  из выражения (2) в (3), получим:

$$y_1 = r_k - r_k \cos \varphi - l \cos \beta \cos \theta + d \cos \alpha. \quad (4)$$

Из рисунка 2 определяется:

$$\sin \beta = \frac{r_k \sin \varphi}{l},$$

тогда

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi},$$

где  $\lambda = \frac{r_k}{l}$ .

Подставляя значение  $\cos \beta$  в уравнение (4), получим:

$$y_1 = r_k (1 - \cos \varphi) - l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \cdot \cos \theta + d \cos \alpha. \quad (5)$$

При повороте коромысла  $BO_2C$  на угол  $\gamma$  точка  $C$ , соединенная с ножом, перемещается на величину  $x_1 = C_1C$  вдоль оси  $Ox$ , которая определяется из соотношения:

$$\frac{x_1}{y_1} = \frac{R}{R_1},$$

где  $R$  – длина плеча  $O_2C$ .

Перемещение левого ножа определяется по формуле:

$$x = \frac{R}{R_1} r_k (1 - \cos \varphi) - \frac{R}{R_1} \left( l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \cdot \cos \theta - d \cos \alpha \right). \quad (6)$$

Максимальное значение угла  $\theta$  отклонения шатуна от оси  $Oy$  достигается при  $\varphi = 90^\circ$  и определяется по выражению:

$$\theta = \arcsin \frac{R_1 - \sqrt{R_1^2 - r_k^2}}{\sqrt{l^2 - r_k^2}}.$$

При значениях  $r_k = 2,5$  мм,  $R_1 = 120$  мм и  $l = 850$  мм максимальное значение угла  $\theta = 11'$ , а  $\cos 11' = 1,0$ . Таким образом, влияние угла  $\theta$  отклонения шатуна на кинематику ножа можно не учитывать.

Раскладываем радикал, входящий в уравнение (6), в ряд по формуле биннома Ньютона:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4 \varphi - \dots \quad (7)$$

Если длина шатуна будет намного больше радиуса кривошипа, то в уравнении (7) можно ограничиться двумя членами. Тогда перемещение ножа можно записать в виде:

$$x_1 = r(1 - \cos \varphi) + a \sin^2 \varphi + b_0. \quad (8)$$

где  $r = \frac{R}{R_1} r_k$  – условный радиус кривошипа,

$$a = \frac{Rr_k^2}{2R_1l}, \quad b_0 = \frac{R}{R_1}(d \cos \alpha - l)$$

При равномерном вращении кривошипа ( $\varphi = \omega t$ ) скорость и ускорение левого ножа определяется по выражениям:

$$\begin{aligned} v_1 &= r\omega \cdot \sin \omega t + a\omega \sin 2\omega t \\ a_1 &= r\omega^2 \cos \omega t + 2a\omega^2 \cos 2\omega t. \end{aligned} \quad (9)$$

Используя полученные формулы, можно легко определить скорость и ускорение правого ножа, движущегося в противофазе левому ножу. Полученные формулы позволяют провести кинематический анализ механизма при различных размерах звеньев и определить оптимальные параметры и режимы работы механизма.

### 3. Заключение

Предлагаемый механизм привода может быть использован во всех жатках и косилках с двухножевым режущим аппаратом. По сравнению с механизмами, которые находят широкое применение в жатках уборочных машин, механизм прост по конструкции, масса его и себестоимость изготовления в 1,5÷2 раза меньше.

Полученные зависимости перемещения скорости и ускорения ножа в дальнейшем могут быть использованы при исследовании динамики механизма с целью полного уравновешивания инерционных сил ножей.

### 4. Литература

(8)

1. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Векторный анализ пространственных механизмов // Тракторы и сельхозмашины, 2011. №2. – С. 33–38.
2. Инновационный патент № 23807 РК Механизм привода двухножевого режущего аппарата уборочной машины / Адильшеев А.С., Погуляев А.Д., Жортуылов О.Ж., Жумагулов Ж.Б.; опубл. 15.04.2011, бюл. № 4 – 5 с.
3. Бобович И.С., Костюченко В.М. К исследованию механизмов с упругим замкнутым контуром для привода ножей косилки // Научные труды Казахского СХИ. – т. XVII, вып. 4, 1974. – С.96-102.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975. -638 с.