

**Машиностроение и машиноведение**

УДК 631.3

DOI: 10.12737/article\_59b11cb94f5812.87880596

А.В. Титенок

**МЕХАНИЗМ С ВЫСШИМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ**

Описан механизм для уравнивания сил инерции и сил тяжести при возвратно-поступательном движении рабочего органа, в качестве которого принята жатка, навешенная на жатвенный агрегат зерноуборочного комбайна. Рассмотрено влияние неуравновешенного ножа жатки

на вибрацию всего жатвенного агрегата комбайна. Предложено соответствующее техническое решение для устранения вибрации.

**Ключевые слова:** опора, кинематическая пара, возвратно-поступательное движение, вибрация, уравнивающий механизм.

A.V. Titenok

**MECHANISM WITH HIGHER KINEMATIC PAIRS**

The paper "Mechanism with Higher Kinematic Pairs" finishes a cycle of works carried out earlier and published in "the Bulletin of BSTU". The purpose of these works consists in the design of the support mechanism with small dimensions and a moderate mass with the preservation of a loading capacity of the device, with the increased wear-resistance and predicted basic performance.

The mechanism is intended for balancing inertia and gravity at the reciprocating motion of an operation unit, as which there was taken a harvester hanged upon a reaping unit of a grain combine.

The impact of an unbalanced cutter of a harvester upon vibration of the whole of a reaping unit of the grain combine is considered, and a corresponding functional diagram of the mechanism for vibration elimination is offered.

As the options of engineering solutions a theory and design of a balancing mechanism with a mechanical forced drive and an inertia drive of the balancing mechanism are shown.

**Key words:** bearing, kinematic pair, reciprocating motion, vibration, balancing unit.

**Введение**

На уборке урожая зерновых культур хлебную массу скашивают жаткой. При работе жатки нож совершает возвратно-поступательное движение с амплитудой 0,0381 м и частотой порядка 8 герц. В жатках с фронтальной шириной захвата до пяти метров нож не уравновешен, в результате чего при работе возбуждаются горизонтальные виброколебания жатки и всего агрегата, на который она навешена. Эти колебания при работе уборочного агрегата взаимодействуют с его колебаниями при движении. Согласно результатам опубликованных работ, могут возникать параметрические колебания и даже параметрический резонанс. Производственная вибрация, характеризующаяся значительной амплитудой и продолжительностью действия, может вызвать у рабочих раздражительность, бессонницу, ноющие боли. При длительном воздействии вибрации перестраивается костная ткань, чувствительность кожи, появляется головокружение,

шум в ушах, ухудшение памяти, нарушение координации движений.

Наряду с этим вибрация отрицательно влияет на срок службы машины. Для уравнивания ножа жатки необходим надежный механизм возвратно-поступательного движения с минимальными затратами движения на его перемещение. В большинстве известных механизмов возвратно-поступательного движения используется трение скольжения, существенными недостатками которого являются абразивное изнашивание и непроизводительные потери энергии на трение.

Кроме того, с повышением интенсивности производственных процессов существенно возрастают нагрузки и относительные скорости скольжения, а следовательно, и нагрев поверхностей в зоне контакта. Температура в отдельных точках может превышать температуру плавления материалов – возникают поверхностные

изменения трущихся деталей, машина становится неработоспособной.

Известны отдельные положительные результаты замены скольжения качением цилиндрических поверхностей при внутреннем контакте. Однако задача окончательно не решена, и для использования этого направления в механизме уравнивания ножа жатки требуются дополнительные исследования. Таким образом, разработка уравнивающего механизма для сил инерции ножа жатки является актуальной темой исследований и имеет важное народно-хозяйственное значение.

Цель работы – проектирование опорного механизма с небольшими габаритными размерами при сохранении нагрузочной способности, существенно уменьшенной массой, повышенной износостойкостью и прогнозируемыми основными характеристиками [1 - 4].

В ходе исследований использовались методы аналитической и дифференциальной геометрии, математического анализа, систем тригонометрических уравнений, а также экспериментальная проверка отдельных теоретических выводов.

### Оценка влияния неуравновешенного рабочего органа на основные параметры вибрации агрегата

Рассмотрим влияние неуравновешенного ножа жатки на вибрацию всего жатвенного агрегата комбайна. Примем трехмерную подвижную систему координат  $XOYZ$ , размещенную в центре масс системы, и обозначим:  $M$  – массу всего агрегата;  $m$  – массу подвижной части ножа;  $J_Z$  – момент инерции относительно оси  $Z$ ;  $\nu$  – расстояние по оси  $X$  от ножа жатки до поперечной оси  $OY$ ;  $C_1$  – поперечную жесткость пневмокопес;  $C_2$  – угловую жесткость колес при повороте относительно вертикальной оси  $Z$ ;  $S$  – перемещение ножа жатки. Запишем примерное уравнение ножа:

$$S = \alpha_o l_1 (1 - \cos \phi) = \alpha_o l_1 (1 - \cos \omega t),$$

где  $\alpha_o$  – угол наклона цапфы главного вала механизма качающейся шайбы, рад;  $\omega$  – угловая скорость этого вала;  $l_1$  – плечо рычага вала.

Научная новизна исследований состоит в следующем: теоретически изучена устойчивость равновесного состояния материальной системы на стойках с высшими кинематическими парами; получены новые конструкционные схемы малогабаритных опор с качением вместо скольжения; выявлены основные характеристики для оценки качественных показателей опор возвратно-поступательного движения (траектория движения верхней плиты, отношение горизонтального возвращающего усилия к вертикальной нагрузке, угол между равнодействующей сил и ее нормальной проекцией в точках контакта); предложена принципиальная схема и метод расчета замыкателей касательных сил, которые представляют собой устройство, обеспечивающее устойчивую работу опор вне зависимости от изменения угла трения; разработана конструкция механизма для уравнивания сил инерции ножа жатки.

Достоверность результатов и выводов настоящей работы подтверждена удовлетворительной сходимостью с проведенными авторами экспериментами на моделях.

Скорость и ускорение ножа определяются выражениями

$$\dot{S} = \alpha_o l_1 \omega \sin \omega t,$$

$$\ddot{S} = \alpha_o l_1 \omega^2 \cos \omega t.$$

Формула силы инерции при движении ножа имеет вид

$$F^u = -m\ddot{S} = -\omega^2 m \alpha_o l_1 \cos \omega t.$$

Перенесем силу инерции ножа на ось  $OY$ . Согласно лемме Пуансо, в связи с переносом силы  $F^u$  дополнительно возникает момент относительно оси  $Z$ , равный

$$M^u = -\nu m \alpha_o l_1 \omega^2 \cos \omega t.$$

Так как агрегат имеет упругие связи с почвой, от сил инерции ножа возникают колебания: поперечные по оси  $Y$  и угловые движения – поступательное и вращательное.

$$M\ddot{y} = -C_1 y - m \alpha_o l_1 \omega^2 \cos \omega t,$$

$$J_z \ddot{\psi}_z = -C_2 \psi_z - \nu m \alpha_o l_1 \omega^2 \cos \omega t.$$

После преобразований получим два независимых дифференциальных уравнения вынужденных колебаний:

$$\ddot{y} + k_1^2 y = -H_1 \omega^2 \cos \omega t, \quad (1)$$

$$\ddot{\psi}_z + k_2^2 \psi = -H_2 \omega^2 \cos \omega t, \quad (2)$$

где  $k_1^2 = \frac{C_1}{m}$  – квадрат круговой частоты

поперечных колебаний;  $k_2^2 = \frac{C_2}{J_z}$  – квадрат

круговой частоты угловых колебаний;

$H_1 = \frac{m}{M} \alpha_o l_1$  – амплитуда возмущающих

поперечных сил;  $H_2 = \frac{m \epsilon l_1}{J_z} \alpha_o$  – амплитуда

возмущающих сил угловых колебаний.

$$-A_1 \omega^2 \cos \omega t + A_1 K_1^2 \cos \omega t = -H_1 \omega^2 \cos \omega t. \quad (3)$$

Приравнявая коэффициенты при одинаковых косинусах, получим выражение для амплитуды вынужденных колебаний:

$$A_1 = \frac{H_1}{1 - \left(\frac{K_1}{\omega}\right)^2}. \quad (4)$$

По аналогии, решая уравнение (2), получим формулу для определения амплитуды угловых колебаний:

$$A_2 = \frac{H_2}{1 - \left(\frac{K_2}{\omega}\right)^2}. \quad (5)$$

В формулах (4) и (5) частота возмущающих сил  $\omega$  зависит от частоты собственных колебаний.  $K_1$  и  $K_2$  имеют зависимость от многих факторов: диаметра пневмоколес, диаметра тора, образованного центром колеса и резиновой шиной, давления воздуха в колесах, расстояния между колесами по базе и ширине колеи, а также от вертикальной нагрузки, прихо-

Левые части уравнений зависят от начальных условий. Так как в системе всегда есть диссипативные силы, колебания быстро затухают, поэтому определять их мы не будем. При определении вынужденных колебаний делается предположение, что уравнение этих колебаний известно. Решим уравнение (1). Допустим, что решение имеет вид

$$y = A_1 \cos \omega t.$$

Найдем первую и вторую производные от (2):

$$\dot{y} = -A_1 \omega \sin \omega t,$$

$$\ddot{y} = -A_1 \omega^2 \cos \omega t.$$

Подставим все значения в (1):

дящейся на каждое колесо. Вынужденная круговая частота  $\omega$  при скорости вращения главного вала  $n = 500 \text{ мин}^{-1}$  равна  $52 \text{ с}^{-1}$ .

Как видно из формул (4) и (5), если собственная частота ( $K_1$  и  $K_2$ ) существенно меньше или больше  $\omega$ , то амплитуда колебаний при вибрации невелика, а если эта частота окажется близкой к частоте ножа, то амплитуда может возрасти теоретически до бесконечности.

Поперечные колебания по оси  $Y$  совершаются перпендикулярно продольной оси  $X$ . Угловые колебания происходят по дугам окружностей, радиус в каждой точке которых равен расстоянию от нее до оси  $Z$ . В связи с этим на продольной оси  $X$  агрегата с одной стороны от оси  $Z$  колебания суммируются, с другой стороны – вычитаются.

### Проектирование уравновешивающего механизма ножа жатки

Уравновешивающий механизм предназначен для уравновешивания сил инерции ножа жатки и сил тяжести, если агрегат работает на косогорах. Ниже предлагается опора (разработана при участии В.Т.

Аксютенкова) для уравновешивания сил инерции звеньев с возвратно-поступательным движением на примере ножа жатки.

**Кинематические и динамические характеристики жатки**

Для привода ножа жатки применяют различные механизмы. Закон движения ножа зависит от типа механизма. Однако если уравнивающий груз движется по такому же закону, что и нож, тип механиз-

$$y_H = \alpha_0 l_1 (1 - \cos \phi) = \alpha_0 l_1 (1 - \cos \omega t), \tag{6}$$

где  $\alpha_0$  – угол наклона цапфы главного вала механизма качающейся шайбы, рад;  $\omega$  – угловая скорость этого вала;  $l_1$  – плечо рычага выходного вала.

Выразим скорость и ускорение ножа как первую и вторую производные от (6) по времени:

ма привода не отражается на уравновешивании. Принимаем следующий закон движения ножа (закон движения кулисы синусного механизма):

$$\dot{y}_H = \alpha_0 l_1 \omega^2 \sin \omega t, \tag{7}$$

$$\ddot{y}_H = \alpha_0 l_1 \omega^2 \cos \omega t. \tag{8}$$

По выражениям (6 - 8) проведем расчет и построим графики (рис. 1).

Кинематические характеристики ножа жатки:

$\phi^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
$y_H (м)$	0	0,005	0,019	0,0381	0,057	0,071	0,0762
$\dot{y}_H \frac{м}{с}$	0	0,95	1,65	1,91	1,65	0,95	0
$\ddot{y}_H \frac{м}{с^2}$	-95	-78	-47,6	0	47,6	78	95
$\phi^\circ$		210	240	270	300	330	360
$y_H (м)$		0,071	0,057	0,0381	0,019	0,005	0
$\dot{y}_H \frac{м}{с}$		-0,95	-1,65	-1,91	-1,65	-0,95	0
$\ddot{y}_H \frac{м}{с^2}$		78	47,6	0	-47,6	-78	-95

Зная кинематические характеристики ножа жатки, можно определить некоторые силовые и динамические параметры. Основными силами, которые оказывают сопротивление при движении ножа, являются сила резания и силы трения между подвижными элементами и неподвижными. Сила резания при средней урожайности, по данным различных исследований, составляет примерно 340 Н на один метр ширины захвата жатки.

Для пятиметровой жатки сила резания равна около 1700 Н. Из опыта силу трения принимаем 300 Н. Тогда суммарное сопротивление составит  $F_C = 2000 Н$ .

Принимая силу сопротивления величиной постоянной, мгновенную мощность сил сопротивления выразим уравнением

$$N = F_C \cdot \dot{y} = F_C \cdot \alpha_0 l_1 \omega \sin \omega t, \tag{9}$$

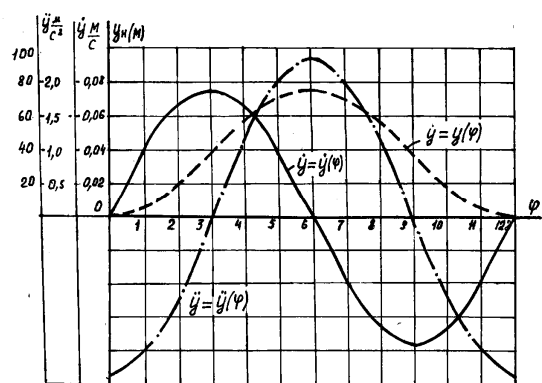


Рис. 1. Кинематические характеристики ножа жатки

что равно мощности от приведенного момента движущих сил:

$$N' = M^{np} \omega. \tag{10}$$

Приравнявая (9) и (10), получим:

$$M^{np} = F_C \cdot \alpha_0 l_1 \sin \omega t. \tag{11}$$

С учётом того, что  $\omega t = \varphi$ , элементарная работа сил полезного сопротивления

$$A_{n.c.} = \int_0^{\varphi} M^{np} d\varphi = F_C \alpha_0 l_1 \sin \varphi d\varphi;$$

$$M^{np} \varphi = -F_C \alpha_0 l_1 \cos \varphi \Big|_0^{\varphi} = -F_C \alpha_0 l_1 (\cos \varphi - 1) = F_C \alpha_0 l_1 (1 - \cos \varphi)$$

Подставим численные значения:

$$A_{п.с.} = 200 \cdot 0,0381(1 - \cos \varphi) = 76,2(1 - \cos \varphi). \quad (13)$$

Проведем расчет, полагая, что за период установившегося движения для жатки можно принять один ход ножа. Так как момент движущих сил есть величина постоянная, а работа изображается прямой

ния определится как

линей, то из условия пропорциональности вычислим работу движущих сил и избыточную работу.

Показатели работы жатки:

$\varphi^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
$A_{n.c.}$ (Дж)	0	10,2	38,1	76,2	114,3	142,2	152,4
$A_{n.c.}^u$ (Дж)	0	25,4	50,8	76,2	101,6	127	152,4
$\Delta A = \Delta T$	0	15,2	12,7	0	-12,7	-15,2	0

### Теория и конструкция уравновешивающего механизма с механическим принудительным приводом

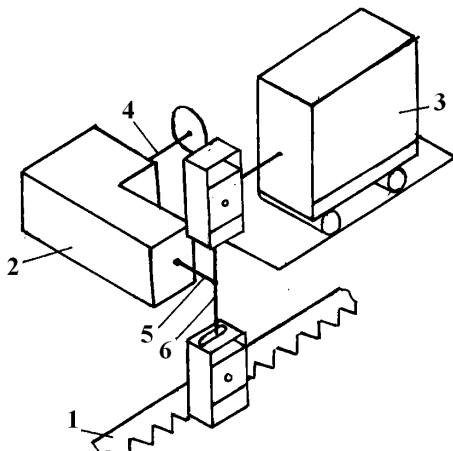


Рис. 2. Схема механизма

На рис. 2 изображена принципиальная схема уравновешивающего механизма (вариант 1), где 1 – нож с кулисой; 2 – механизм привода; 3 – уравновешивающий механизм; 4 – ведущий вал; 5 – ведомый вал; 6 – двуплечий рычаг.

Выходной рычаг привода ножа имеет форму двуплечего рычага: одно плечо приводит в движение нож, а второе (верхнее) – это уравновешивающий механизм. Нож и уравновешивающий груз, взаимно уравновешиваясь, будут совершать перемещения в противоположные стороны.

Механизм (рис. 3) состоит из неподвижной нижней плиты (основания) 1, в которой выполнены две цилиндрические вогнутые поверхности постоянного радиуса  $R$ , и такой же верхней плиты 2. Между плитами 1 и 2 установлены две стойки 3, каждая из которых состоит из двух цилиндрических роликов 4 радиуса  $r$ , удерживаемых от относительного смещения двумя пластинами 5, двумя пластинами 6, штифтами 7, шпильками 8, гайками 9 и шайбами 10.

Радиус вогнутых поверхностей  $R$  равен двум радиусам выпуклых поверхностей  $r$ :  $R=2r$ . С целью соосной установки плит и стоек, а также для исключения проскальзывания во время работы к основанию 1 и верхней плите 2 с торцов прикреплены две пластины 11, в каждой из которых выполнено по четыре паза. В этих пазах размещаются цилиндрические замыкатели 12, укрепленные в пластинах 5.

Работает опора следующим образом. При отклонении верхней плиты от положения статического равновесия в любую сторону, например вправо на величину  $u$ , стойки 3 наклоняются на угол  $\varphi$ . Замыкатели 12 перемещаются по пазам, не пре-

пятствую перекачиванию выпуклых и во-

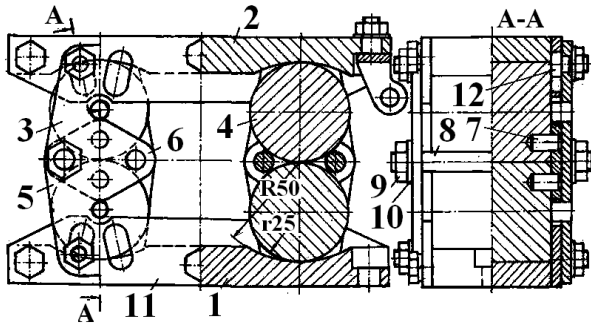


Рис. 3. Устройство механизма

гнутых поверхностей и не давая им возможности проскальзывать.

Принцип работы замыкателя в данном частном случае следующий. Из геометрии и кинематики известно: если  $R = 2r$ , то любая точка на окружности радиуса  $r$ , катящейся по окружности радиуса  $R$  внутри нее, движется по диаметру большой окружности. Следовательно, если ось паза, жестко связанного с окружностью радиуса  $R$ , расположить по направлению диаметра этой окружности, то замыкатель будет перемещаться вдоль этого паза.

$$\sin \varphi_{\max} = \frac{x_{\max}}{L} = \frac{38,1}{100} = 0,381 \quad \varphi_{\max} = 22,4^\circ .$$

Середина стойки (центр масс) перемещается только в горизонтальной плоскости на величину  $\frac{x_{\max}}{2} = 19,05 \text{ мм}$ . Масса

нижней и верхней плиты с пластинами равна 2 кг. Масса одной стойки - 2,5 кг. Приведенная масса, создающая силу инерции, равна

$$2 + 2 \cdot 0,5 \cdot 2,5 = 4,5 \text{ кг} .$$

Момент инерции одной стойки  $J_x = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Ввиду малости им можно пренебречь. Ориентировочно считается, что масса ножа составляет 2,2 кг на метр ширины захвата жатки - 5 м (наиболее часто применяемая в комбайнах), то есть масса ножа равна 11 кг.

Для уравнивания этой массы необходимо на верхнюю плиту уравнивающего механизма навесить балластный груз, равный 6,5 кг. Чтобы приблизить центр масс по высоте к центру масс ножа и тем самым уменьшить момент сил инерции, балластный груз целесообразно вы-

Запишем три формулы из работ [1 - 3]:

$$x_s = L \sin \varphi , \quad (14)$$

$$y_s = 4r - (4r - L) \cos \varphi , \quad (15)$$

$$\operatorname{tg} \theta = \left( 1 - \frac{4r}{L} \right) \operatorname{tg} \varphi . \quad (16)$$

В предлагаемой конструкции  $L = 4r$ . Тогда из формулы (15) вытекает, что  $y = 4r = \text{const}$ . Это значит, что верхняя плита может двигаться только по прямой линии, параллельной опорной поверхности нижней плиты. Из формулы (16) видно, что в этом случае  $\operatorname{tg} \theta = 0$ . Если нижняя плита параллельна горизонту, горизонтальная сила равна нулю.

*Геометрические и статические параметры уравнивающего механизма.* Ход ножа жатки - 76,2 мм, амплитуда - 38,1 мм. В конструкции механизма принято:  $R = 50 \text{ мм}$ ,  $r = 25 \text{ мм}$ ,  $L = 4r = 100 \text{ мм}$ . Из формулы (14) находим:

полнить в форме лотка или ящика, опрокинутого вверх дном. Дно ящика должно быть тонким, а вертикальные стенки - массивными.

Определим силы инерции при работе жатки, которые будут действовать на рычаг механизма качающейся вилки в месте его соединения с ножом, а также с уравнивающим механизмом. Максимальная сила инерции при максимальных ускорениях в положениях кривошипа 0 и 180°

$$(a_{\max} = \ddot{y}_{\max} = 95 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}) \text{ равна}$$

$$F^U = m \cdot a_{\max} = 11 \cdot 95 = 1045 \text{ Н} = 1,05 \text{ кН} .$$

При установке уравнивающего механизма на ведомый вал механизма качающейся шайбы силы инерции уравниваются, резко снижается вибрация комбайна. Возможна небольшая вибрация за счет момента инерционных сил, так как силы инерции ножа и уравнивающего механизма не лежат на одной прямой.

Влияние уравнивающего механизма на неравномерность вращения звена привода. Приведенный момент инерции

$$J^{np} = \frac{(m_1 + m_2) \cdot y_H^2}{\omega^2} = \frac{(11 + 11)}{50^2} \cdot y^2 = 8,8 \cdot 10^{-3} y^2, \quad (17)$$

где  $m_1$  – масса ножа;  $m_2$  – приведенная подвижная масса уравнивающего механизма;  $\omega$  – угловая скорость ведущего вала привода;  $y$  – скорость ножа.

массы ножа жатки и уравнивающего механизма определяется по формуле

Результаты расчета для одного хода ножа (влияние скорости на приведенный момент инерции):

$\varphi^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
$J^{np} \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	0	7,94	24	32,1	24	7,94	0

Используя известную методику, строим диаграмму энергомасс. Анализируя ее, находим значение момента инерции маховика:  $J_M = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Для сравнения

определили момент инерции маховика без уравнивающего механизма – он оказался в 1,3 раза меньше.

#### Инерционный привод уравнивающего механизма

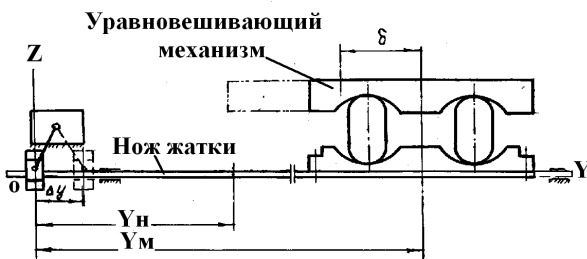


Рис. 4. Схема уравнивающего механизма

Рассмотрим схему уравнивающего механизма (вариант 2), в котором нижняя плита жестко укреплена на ноже жатки, а верхняя плита и стойка могут совершать колебания относительно ножа (рис. 4). Пусть нож находится в левом крайнем положении.

Введем обозначения:  $m_H$  – приведенная масса ножа вместе с нижней плитой механизма;  $m_M$  – приведенная масса механизма;  $y_H$  – координата центра масс ножа;  $y_M$  – координата центра масс подвижных частей механизма;  $y_C$  – координата центра масс системы.

Определим начальное положение центра масс:

$$m_H \cdot y_H + m_M \cdot y_M = (m_H + m_M) y_C, \quad (19)$$

$$y_C = \frac{m_H \cdot y_H + m_M \cdot y_M}{m_H + m_M}. \quad (20)$$

Далее нож переместится вправо на величину  $\Delta y$ , а подвижные части уравнивающего механизма – влево относительно ножа на величину  $\delta$ . Новые координаты запишутся в следующем виде:

$$y_H' = y_H + \Delta y; \quad (21)$$

$$y_M' = y_M + \Delta y - \delta. \quad (22)$$

Координата центра масс может быть вычислена по выражению

$$y_C' = \frac{m_H \cdot (y_H + \Delta y) + m_M \cdot (y_M + \Delta y - \delta)}{m_H + m_M}. \quad (23)$$

Как известно, внутренние силы изменить положение центра масс не могут. Чтобы центр масс не изменил своего положения,  $y_C' = y_C$ . Приравняем правые части (20) и (23). Так как знаменатели в этих выражениях равны, приравняем числители:

$$m_H \cdot y_H + m_M \cdot y_M = m_H \cdot (y_H + \Delta y) + m_M \cdot (y_M + \Delta y - \delta). \quad (24)$$

Выразим  $\delta$ . После преобразований получим:

$$\delta = \left( \frac{m_H}{m_M} + 1 \right) \cdot y. \quad (25)$$

Из формулы (25) следует, что относительное перемещение подвижных частей уравновешивающего механизма  $\delta$  зависит от отношения масс ножа и механизма. Это перемещение всегда больше перемещения ножа. Если принять  $\frac{m_H}{m_M} = 1$  (приведенная масса подвижных частей механизма равна массе ножа), то отношение перемещения  $\delta$  к поперечному перемещению ножа  $\Delta y$  равно 2. Если ход ножа  $\Delta y$  составляет 76,2 мм, то ход уравновешивающего механизма  $\delta = 152,4 \text{ мм}$ . Габаритные размеры такого механизма будут больше, чем размеры механизма с принудительным приводом.

### Заключение

Настоящая статья завершила цикл опубликованных ранее работ [1 - 4], что интегрально обосновало общие выводы:

1. Разработаны теоретические основы устойчивости равновесного состояния системы на стойках с высшими кинематическими парами.

2. Предложена принципиально новая конструкция опор с высшими кинематическими парами, в которых скольжение заменено перекачиванием выпуклых цилиндрических поверхностей по вогнутым поверхностям, что существенно увеличило износостойкость рабочих поверхностей опор.

3. Выявлены основные характеристики для оценки качественных показателей опоры возвратно-поступательного движения: траектория движения верхней плиты; отношение возвращающего усилия к вер-

Кроме того, при работе жатки на косогах появляется внешняя сила от веса ножа, и уравновешивание инерционных сил будет неполным.

Выводы:

1. Если нож жатки не уравновешен, то при возвратно-поступательном его движении возникают виброколебания всего жатвенного агрегата.

2. Амплитуда виброколебаний зависит от отношения собственной и вынужденной частот: при  $K_1/\omega$  или  $K_2/\omega$ , близком к единице, амплитуда теоретически может возрастать до бесконечности.

3. Установка уравновешивающего механизма исключает возникновение виброколебаний, источником которых является нож жатки.

тикальной нагрузке (тангенс угла возврата); угол между равнодействующей сил и ее нормальной проекцией в точках контакта (угол сцепления).

4. Разработана принципиальная схема и метод расчета замыкателей касательных сил – устройства, обеспечивающего устойчивую работу опоры вне зависимости от изменения угла трения.

5. Предложены элементы конструкции опор с высшими кинематическими парами и методика их прочностных расчетов.

6. При статических и динамических стендовых испытаниях опор расчетные характеристики подтвердились.

7. Разработана конструкция опоры с высшими кинематическими парами для использования в механизме уравновешивания сил инерции и сил тяжести ножа жатки.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аксютенков, В.Т. Опоры возвратно-поступательного движения с высшими кинематическими парами / В.Т. Аксютенков, А.В. Титенок, А.К. Тимаков // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2009. - № 2. - С. 49-52.
2. Аксютенков, В.Т. Расширение диапазона характеристик в опорах с высшими кинематическими парами / В.Т. Аксютенков, А.В. Титенок, А.К.

Тимаков // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2010. - № 1. - С. 31-35.

3. Аксютенков, В.Т. Буксовая направляющая с элементами качения / В.Т. Аксютенков, А.В. Титенок, А.К. Тимаков // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2010. - № 4. - С. 50-54.



4. Титенок, А.В. Экспериментальное определение статических и динамических характеристик опор с высшими кинематическими парами /

1. Aksyutenkov, V.T. Bearings of reciprocating motion with higher kinematic pairs / V.T. Aksyutenkov, A.V. Titenok, A.K. Timakov // *Bulletin of Bryansk State Technical University*. - 2009. - № 2. - pp. 49-52.
2. Aksyutenkov, V.T. Expansion of characteristics range in bearings with higher kinematic pairs / V.T. Aksyutenkov, A.V. Titenok, A.K. Timakov // *Bulletin of Bryansk State Technical University*. - 2010. - № 1. - pp. 31-35.

А.В. Титенок // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2017. - № 2. - С. 85-92.

3. Aksyutenkov, V.T. Axlebox guide with elements of rolling motion / V.T. Aksyutenkov, A.V. Titenok, A.K. Timakov // *Bulletin of Bryansk State Technical University*. - 2010. - № 4. - pp. 50-54.
4. Titenok, A.V. Experimental definition of static and dynamic characteristics of bearings with higher kinematic pairs / A.V. Titenok // *Bulletin of Bryansk State Technical University*. - 2017. - № 2. - pp. 85-92.

*Статья поступила в редколлегию 23.05.17.*

*Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета  
Киричек А.В.*

#### Сведения об авторе:

**Титенок Александр Владимирович**, д.т.н., профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и инженерная экология» Брянского государственного аграрного университета, e-mail: [titenok@bk.ru](mailto:titenok@bk.ru).

**Titenok Alexander Vladimirovich**, D. Eng., Prof of the Dep. "Life Safety and Engineering Ecology", Bryansk State Agricultural University, e-mail: [titenok@bk.ru](mailto:titenok@bk.ru).