

## МЕХАНИКА МАШИН

УДК 62-8:531.3

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ  
МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ДВУХСТАННОЙ ОЧИСТКИ  
ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА**© 2019 г. Д. А. Дубовик<sup>1,\*</sup>, В. И. Прибыльский<sup>1</sup>, А. А. Новиков<sup>2</sup>, А. Н. Вырский<sup>2</sup><sup>1</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь<sup>2</sup>ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Беларусь

\*e-mail: ddoubovik@tut.by

Поступила в редакцию 29.05.2018 г.

Принята к публикации 08.08.2019 г.

В статье изложена методика кинематического и силового анализа двухстанной очистки зерноуборочного комбайна, основанная на представлении расчетной схемы механизма привода сочетанием типовых элементов-модулей из шарнирного четырехзвенника и блока расчетных формул. Получены аналитические зависимости кинематических и силовых характеристик от массо-геометрических параметров звеньев механизма привода очистки. Приведены результаты исследования двухстанной очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218 «ПАЛЕССЕ GS12».

*Ключевые слова:* зерноуборочный комбайн, очистка, стрясная доска, решетный стан, механизм привода, кинематический анализ, силовой расчет

DOI: 10.1134/S023571191906004X

**Введение.** Зерноуборочный комбайн является одной из важнейших и наиболее технически сложных машин сельскохозяйственного назначения [1]. За один проход по полю, он обеспечивает срезание колосьев, обмолот из срезанных колосьев зерна, отделение обмолоченного зерна от вороха, загрузку отделенного зерна в бункер, его транспортировку и выгрузку из бункера в грузовой автомобиль вместе со всеми необходимыми для этого вспомогательными операциями. При движении по бездорожью в полевых условиях зерноуборочный комбайн на борту самоходного шасси выполняет функции трех сельскохозяйственных машин, таких как жатка, молотилка, веялка [2].

Конкурентоспособность сельскохозяйственных машин определяется техническим уровнем и надежностью его силовых агрегатов и систем [3]. Одной из таких систем у зерноуборочного комбайна является очистка, предназначенная для отделения зерна от вороха и прочих примесей [4].

Основными элементами очистки зерноуборочного комбайна являются зерновой и колосовой цинки, вентилятор, а также стрясная доска, верхний и нижний решетные станы с приводным механизмом, размещенные на борту самоходного колесного шасси с эластичными шинами в ограниченно-стесненном компоновочном пространстве комбайна. Массивные стрясная доска и решетные станы для реализации технологического процесса по отделению зерна от вороха совершают колебательные движения. При этом в подвижных шарнирах и опорах механизма привода возникают переменные по величине и направлению действия нагрузки [5], которые увеличивают энерги-

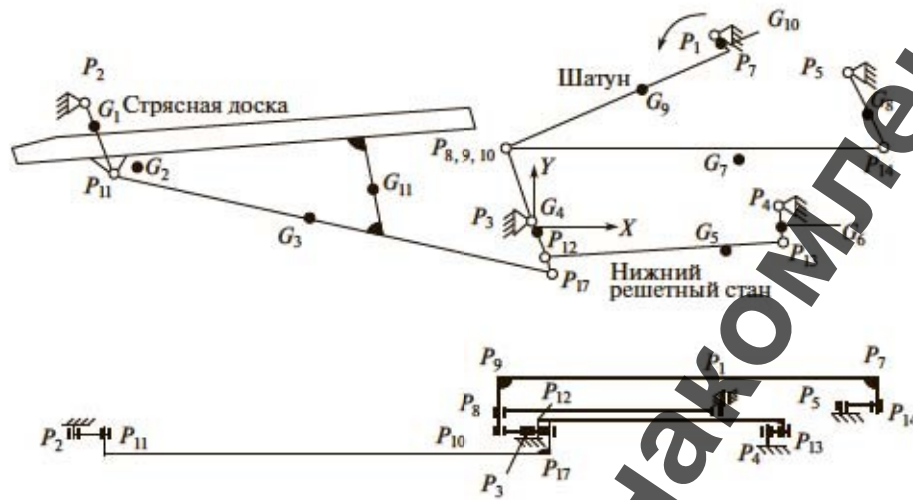


Рис. 1. Расчетная схема очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218;  $P_1$ – $P_5$  – шарниры опор механизма очистки;  $P_7$ – $P_9$ ,  $P_{11}$ – $P_{14}$ ,  $P_{17}$  – шарниры, связывающие звенья механизма очистки.

тические затраты [6], передаются на раму [7] и вызывают вибрацию органов управления, сидений механизатора и его помощника [8]. В ряде случаев, возникающая вибрация является причиной поломок деталей и выхода из строя комбайна [9].

Проектирование новой конструкции, как модернизация и совершенствование уже серийно выпускаемой очистки зерноуборочного комбайна основывается на результатах анализа требуемых характеристик движения стрясной доски и решетчатых станков, и реализуемых ими кинематических параметров, и сил, действующих на звенья механизма [10].

Целью настоящей статьи является разработка методики математического моделирования и анализ кинематических и силовых параметров механизма очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218 “ПАЛЕССЕ GS12” производства ОАО “Гомсельмаш”.

**Кинематический анализ.** Структурный анализ очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218 “ПАЛЕССЕ GS12” позволил предположить, что она может быть представлена плоским рычажным механизмом, состоящим из сочетания четырех четырехзвенных шарнирных механизмов и ведущего звена, совершающего циклическое вращательное движение на полный оборот вокруг неподвижной оси.

Исходя из структурного анализа, расчетная схема очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218 “ПАЛЕССЕ GS12” представлена рычажным механизмом на рис. 1.

Из рис. 1 следует, что четырехзвенные шарнирные механизмы расчетной схемы очистки могут быть представлены типовым шарнирным четырехзвенником (рис. 2). Типовой шарнирный четырехзвенник состоит из ведущего звена  $AB$ , стойки  $AD$ , двухповодковой группы звеньев  $BC$  и  $CD$ .

Для кинематического анализа типового четырехзвенного шарнирного механизма [11] его схема заменяется эквивалентным векторным контуром  $DABCD$ , который определяет положение звеньев и точек механизма относительно системы координат

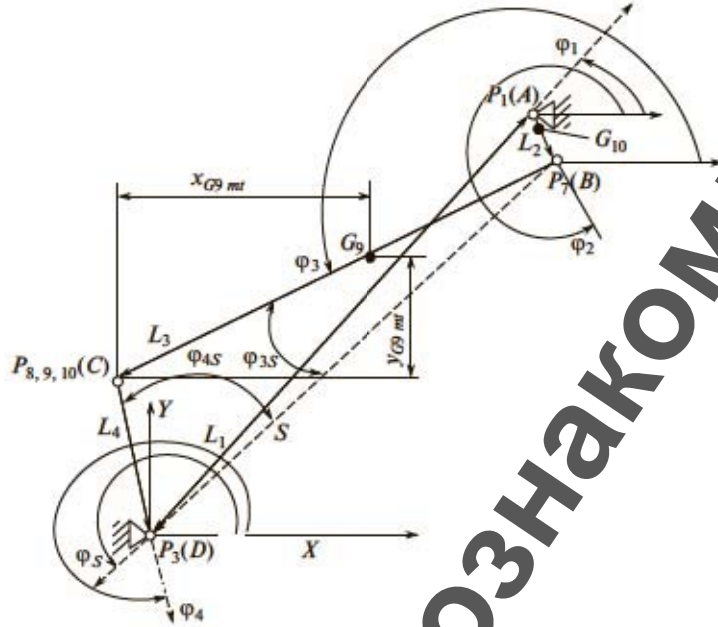


Рис. 2. Расчетная схема первого четырехзвенника.

$XDY$ . Углы, определяющие положения векторов, отсчитываются от положительного направления оси  $DY$  против хода часовой стрелки.

Условие замкнутости контура  $DABCD$  записывается уравнением в векторной форме. При этом для формирования единого расчетного алгоритма для всех четырех четырехзвенных шарнирных механизмов его периметр обходится в направлении вектора  $\vec{L}_2$ . Причем все векторы, совпадающие с направлением обхода, ставятся со знаком "+".

Уравнение замкнутости контура  $DABCD$  для первого четырехзвенного шарнирного механизма имеет вид

$$\vec{L}_{2\_1} + \vec{L}_{3\_1} + \vec{L}_{4\_1} + \vec{L}_{1\_1} = 0,$$

где  $\_1$  – индекс, определяющий порядковый номер четырехзвенника.

Проекции векторного контура  $DABCD$  на оси координат  $DY$  и  $DY$  с началом в оси неподвижного шарнира  $P_3$  образуют систему уравнений

$$\begin{cases} l_{2\_1} \cos \varphi_{2\_1} + l_{3\_1} \cos \varphi_{3\_1} + l_{4\_1} \cos \varphi_{4\_1} + l_{1\_1} \cos \varphi_{1\_1} = 0; \\ l_{2\_1} \sin \varphi_{2\_1} + l_{3\_1} \sin \varphi_{3\_1} + l_{4\_1} \sin \varphi_{4\_1} + l_{1\_1} \sin \varphi_{1\_1} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $l_{1\_1}, l_{2\_1}, l_{3\_1}, l_{4\_1}$  – модули векторов  $\vec{L}_{1\_1}, \vec{L}_{2\_1}, \vec{L}_{3\_1}$  и  $\vec{L}_{4\_1}$  первого четырехзвенного шарнирного механизма, отражающие линейные размеры соответствующих звеньев очистки зерноуборочного комбайна;  $\varphi_{1\_1}, \varphi_{2\_1}, \varphi_{3\_1}, \varphi_{4\_1}$  – углы, определяющие положения векторов  $\vec{L}_{1\_1}, \vec{L}_{2\_1}, \vec{L}_{3\_1}$  и  $\vec{L}_{4\_1}$  или соответствующих звеньев первого четырехзвенного шарнирного механизма.

Для определения углов  $\varphi_{1\_1}$ ,  $\varphi_{2\_1}$ ,  $\varphi_{3\_1}$ ,  $\varphi_{4\_1}$  вводится вспомогательный переменный по модулю вектор  $\vec{S}_{-1}$ , образующий с векторами  $L_{3\_1}$  и  $L_{4\_1}$  треугольник  $BCD$ .

В системе координат  $XDU$  вектор  $\vec{L}_{1\_1}$ , отражающий положение стойки четырехзвенного шарнирного механизма, однозначно задается координатами установки опор  $P_1(x_A, y_A)$  и  $P_3(x_D, y_D)$ , переменный по модулю вектор  $\vec{S}_{-1}$  – координатами конца вектора  $\vec{L}_{2\_1}$  или же точки  $B(x_B, y_B)$  ведущего звена  $AB$  и установки опоры  $P_3(x_D, y_D)$

$$l_{1\_1} = \sqrt{(x_A - x_D)^2 + (y_A - y_D)^2}, \quad \varphi_{1\_1} = \arctg\left(\frac{y_A - y_D}{x_A - x_D}\right), \quad (2)$$

$$l_{S\_1} = \sqrt{(x_B - x_D)^2 + (y_B - y_D)^2}, \quad \varphi_{S\_1} = \arctg\left(\frac{y_B}{x_B}\right) = \text{atan2}(-x_B, -y_B), \quad (3)$$

где  $\text{atan2}(-x_B, -y_B)$  – программный оператор обратной тригонометрической функции арктангенс в MathCAD, возвращающий угол в пределах  $0, \dots, \pm\pi$ .

Из расчетной схемы типового четырехзвенного шарнирного механизма на рис. 2 определяются углы  $\varphi_{3\_1}$  и  $\varphi_{4\_1}$

$$\varphi_{3\_1} = \varphi_{S\_1} - \varphi_{3S\_1}; \quad \varphi_{4\_1} = \varphi_{S\_1} + \varphi_{4S\_1}, \quad (4)$$

где  $\varphi_{3S\_1}$  и  $\varphi_{4S\_1}$  – углы между звеньями  $L_{3\_1}$ ,  $L_{4\_1}$  и вектором  $\vec{S}_{-1}$ , рассчитываемые из треугольника  $BCD$  по теореме косинусов

$$\varphi_{3S\_1} = \arccos\left(\frac{l_{3\_1}^2 - l_{4\_1}^2 + l_{S\_1}^2}{2l_{3\_1}l_{S\_1}}\right); \quad \cos \varphi_{4S\_1} = \frac{l_{4\_1}^2 - l_{3\_1}^2 + l_{S\_1}^2}{2l_{4\_1}l_{S\_1}}. \quad (5)$$

Траектория подвижных шарниров  $P_8$ ,  $P_{10}$  и точки  $P_9$  определяется координатами точки  $C$ , рассчитываемыми по проекциям векторов  $\vec{L}_{2\_1}$  и  $\vec{L}_{3\_1}$ , согласно (1), с учетом выражений (4) и (5)

$$x_C = l_{2\_1} \cos \varphi_{2\_1} + l_{3\_1} \cos \varphi_{3\_1}; \quad y_C = l_{2\_1} \sin \varphi_{2\_1} + l_{3\_1} \sin \varphi_{3\_1}. \quad (6)$$

В ходе кинематического анализа составляются аналитические зависимости траекторий движения центров масс каждого звена механизма очистки. Например, координаты центра масс  $G_9$  звена  $BC$  типового четырехзвенного шарнирного механизма в зависимости от угла  $\varphi_{2\_1}$  поворота ведущего звена  $AB$  определяются формулами

$$x_{G9} = x_{p1} + l_{2\_1} \cos \varphi_{2\_1} + l_{3\_1} \cos \varphi_{3\_1} + l_{G9} \cos(\varphi_{3\_1} - \gamma_{G9}), \quad (7)$$

$$y_{G9} = y_{p1} + l_{2\_1} \sin \varphi_{2\_1} + l_{3\_1} \sin \varphi_{3\_1} + l_{G9} \sin(\varphi_{3\_1} - \gamma_{G9}), \quad (8)$$

где  $l_{G9} = \sqrt{x_{G9mt}^2 + y_{G9mt}^2}$  – модуль вектора  $\vec{L}_{G9}$ , соединяющего ось шарнира  $C$  звена  $BC$

с центром масс  $G_9$ ;  $\gamma_{G9} = \varphi_{3mt} - \arctg\left(\frac{y_{G9mt}}{x_{G9mt}}\right)$  – угол между векторами  $\vec{L}_{G9}$  и  $\vec{L}_3$ . Здесь

$x_{G9mt}$  и  $y_{G9mt}$  – координатная привязка центра масс  $G_9$  шатуна  $BC$  при начальном угле установки кривошипа  $AB$ ;  $\varphi_{3mt}$  – угол вектора  $\varphi_3$  в условно начальном заданном положении (кривошип перпендикулярен шатуну в любом крайнем положении шарнира  $P_8$ ).

Для определения аналогов  $i_{32\_1}$  и  $i_{42\_1}$  угловых скоростей  $\omega_{3\_1}$  и  $\omega_{4\_1}$  звеньев  $BC$  и  $CD$  уравнения (2) дифференцируются по обобщенной координате  $\varphi_2$  с последующим очередным вычитанием общих углов  $\varphi_{3\_1}$  и  $\varphi_{4\_1}$  из углов, входящих в первое уравнение, что соответствует повороту осей координат  $XDY$  на общие углы  $\varphi_{3\_1}$  и  $\varphi_{4\_1}$

$$i_{42\_1} = l_{2\_1} \frac{\sin(\varphi_{2\_1} - \varphi_{3\_1})}{l_{4\_1} \sin(\varphi_{4\_1} - \varphi_{3\_1})} = \frac{d\varphi_4}{d\varphi_2} = \frac{\omega_4}{\omega_2}, \quad (9)$$

$$i_{32\_1} = l_{2\_1} \frac{\sin(\varphi_{2\_1} - \varphi_{4\_1})}{l_{3\_1} \sin(\varphi_{4\_1} - \varphi_{3\_1})} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_2} = \frac{\omega_3}{\omega_2}. \quad (10)$$

Для определения аналогов  $i'_{32\_1}$  и  $i'_{42\_1}$  угловых ускорений  $\varepsilon_{3\_1}$  и  $\varepsilon_{4\_1}$  звеньев  $BC$  и  $CD$ , равных производным по обобщенной координате от соответствующих аналогов  $i_{32\_1}$  и  $i_{42\_1}$  угловых скоростей  $\omega_{3\_1}$  и  $\omega_{4\_1}$ , уравнения (1) дважды дифференцируются по обобщенной координате  $\varphi_2$  с последующим преобразованием координат последовательным поворотом осей координат  $XDY$  на углы  $\varphi_{3\_1}$  и  $\varphi_{4\_1}$

$$i'_{42\_1} = \frac{l_{2\_1} \cos(\varphi_{2\_1} - \varphi_{3\_1}) + l_3 i_{32\_1}^2 - l_{4\_1} i_{42\_1}^2 \cos(\varphi_{4\_1} - \varphi_{3\_1})}{l_{4\_1} \sin(\varphi_{4\_1} - \varphi_{3\_1})}, \quad (11)$$

$$i'_{32\_1} = \frac{l_{2\_1} \cos(\varphi_{2\_1} - \varphi_{4\_1}) + l_3 i_{42\_1}^2 \cos(\varphi_{4\_1} - \varphi_{3\_1}) - l_4 i'_{42\_1}}{l_{3\_1} \sin(\varphi_{4\_1} - \varphi_{3\_1})}. \quad (12)$$

Тогда, истинные значения угловых скоростей  $\omega_{3\_1}$ ,  $\omega_{4\_1}$  и ускорений  $\varepsilon_{3\_1}$ ,  $\varepsilon_{4\_1}$  звеньев  $BC$  и  $CD$  соответственно рассчитываются по формулам

$$\omega_{3\_1} = \omega_2 i_{32\_1}, \quad \omega_{4\_1} = \omega_2 i_{42\_1}, \quad (13)$$

$$\varepsilon_{3\_1} = \omega_2^2 i'_{32\_1} + \varepsilon_2 i_{32\_1}, \quad \varepsilon_{4\_1} = \omega_2^2 i'_{42\_1} + \varepsilon_2 i_{42\_1}. \quad (14)$$

Для расчета линейных скоростей и ускорений элементов механизма очистки дифференцируются по времени зависимости траекторий движения шарниров (6) и центров масс (7), (8) звеньев типового четырехзвенника от положения его ведущего звена.

Поскольку ведущее звено  $AB$  механизма в процессе работы очистки вращается равномерно, т.е.  $\varepsilon_{2\_1} = 0$ , значения составляющих по осям координат линейных скоростей  $V_{x_{G10}}$ ,  $V_{y_{G10}}$  и ускорений  $W_{x_{G10}}$ ,  $W_{y_{G10}}$  его центра масс  $G_{10}$  рассчитываются по формулам

$$V_{x_{G10}} = -l_{G10} \omega_{2\_1} \sin \varphi_{2\_1}, \quad V_{y_{G10}} = l_{G10} \omega_{2\_1} \cos \varphi_{2\_1}, \quad (15)$$

$$W_{x_{G10}} = -l_{G10} \omega_{2\_1}^2 \cos \varphi_{2\_1}, \quad W_{y_{G10}} = -l_{G10} \omega_{2\_1}^2 \sin \varphi_{2\_1}. \quad (16)$$

Остальные звенья четырехзвенного шарнирного механизма на рис. 2 совершают плоскопараллельное движение. Линейные скорости  $V_{x_{G9}}$ ,  $V_{y_{G9}}$  и ускорения  $W_{x_{G9}}$ ,  $W_{y_{G9}}$  центра масс  $G_9$  шатуна механизма очистки определяются последовательным дифференцированием по времени уравнений (9)

Таблица 1. Обозначения модулей и углов векторов при расчете кинематических параметров звеньев механизма очистки зерноуборочного комбайна КЗС–1218

Номер четырехзвенника	Обозначения модулей векторов					Обозначения углов векторов				
	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$S$	$\varphi_1$	$\varphi_2$	$\varphi_3$	$\varphi_4$	$\varphi_S$
Первый_1	$l_{P3P1}$	$l_{P1P7}$ $l_{G10}$	$l_{P7P8}$ $l_{G9}$	$l_{P8P3}$	$l_{P7P3}$	$\varphi_{P3P1}$	$\varphi_{P1P7}$	$\varphi_{P7P8}$	$\varphi_{P8P3}$	$\varphi_{P7P3}$
Второй_2	$l_{P5P3}$	$l_{P3P8,10}$	$l_{P8,10P14}$ $l_{G7}$	$l_{P14P5}$ $l_{G8}$	$l_{P8,10P5}$	$\varphi_{P5P3}$	$\varphi_{P3P8,10}$	$\varphi_{P8,10P14}$	$\varphi_{P14P5}$	$\varphi_{P8P5}$
Третий_3	$l_{P4P3}$	$l_{P3P12}$ $l_{G4}$	$l_{P12P13}$ $l_{G5}$	$l_{P13P4}$ $l_{G6}$	$l_{P12P4}$	$\varphi_{P4P3}$	$\varphi_{P3P12}$	$\varphi_{P12P13}$	$\varphi_{P13P4}$	$\varphi_{P12P4}$
Четвертый_4	$l_{P2P3}$	$l_{P3P17}$	$l_{P17P11}$ $l_{G2,G11,G3}$	$l_{P11P2}$ $l_{G1}$	$l_{P17P2}$	$\varphi_{P2P3}$	$\varphi_{P3P17}$	$\varphi_{P17P11}$	$\varphi_{P11P2}$	$\varphi_{P17P2}$

$$V_{x_{G9}} = -l_{2\_1}\omega_{2\_1} \sin \varphi_{2\_1} - l_{3\_1}\omega_{3\_1} \sin \varphi_{3\_1} - l_{G9}\omega_{3\_1} \sin(\varphi_{3\_1} - \gamma_{G9}), \quad (17)$$

$$V_{y_{G9}} = l_{2\_1}\omega_{2\_1} \cos \varphi_{2\_1} + l_{3\_1}\omega_{3\_1} \cos \varphi_{3\_1} + l_{G9}\omega_{3\_1} \cos(\varphi_{3\_1} - \gamma_{G9}), \quad (18)$$

$$W_{x_{G9}} = -l_{2\_1}(\omega_{2\_1}^2 \cos \varphi_{2\_1} + \varepsilon_{2\_1} \sin \varphi_{2\_1}) - l_{3\_1}(\omega_{3\_1}^2 \cos \varphi_{3\_1} + \varepsilon_{3\_1} \sin \varphi_{3\_1}) - l_{G9}[\cos(\varphi_{3\_1} - \gamma_{G9})\omega_{3\_1}^2 + \varepsilon_{3\_1} \sin(\varphi_{3\_1} - \gamma_{G9})], \quad (19)$$

$$W_{y_{G9}} = l_{2\_1}(-\omega_{2\_1}^2 \sin \varphi_{2\_1} + \varepsilon_{2\_1} \cos \varphi_{2\_1}) + l_{3\_1}(-\omega_{3\_1}^2 \sin \varphi_{3\_1} + \varepsilon_{3\_1} \cos \varphi_{3\_1}) + l_{G9}[-\omega_{3\_1}^2 \sin(\varphi_{3\_1} - \gamma_{G9}) + \varepsilon_{3\_1} \cos(\varphi_{3\_1} - \gamma_{G9})]. \quad (20)$$

Зависимости (1)–(20) определяют кинематические параметры звеньев типового четырехзвенного шарнирного механизма на примере первого четырехзвенника, представляющего ведущее звено  $AB$  механизма очистки, шатун  $BC$  и верхнюю часть двуплечего рычага  $CD$ . По этим же зависимостям рассчитываются кинематические параметры звеньев остальных четырехзвенников расчетной схемы механизма очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218. При этом изменяются только номера четырехзвенников (2, 3, 4) и обозначения их звеньев в соответствии с табл. 1.

По приведенной методике в системе математических расчетов MathCAD выполнен анализ кинематических параметров механизма очистки, близкого по своим массо-геометрическим параметрам к механизму очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218.

Результаты расчетных исследований проиллюстрированы на рис. 3 в виде графических зависимостей составляющих по осям координат линейных скоростей и ускорений центров масс основных звеньев очистки от угла поворота ведущего звена механизма: стряной доски  $V_{x_{G2G3G11}}$ ,  $V_{y_{G2G3G11}}$  и  $W_{x_{G2G3G11}}$ ,  $W_{y_{G2G3G11}}$  (рис. 3а); верхнего решетчатого стана  $V_{x_{G7}}$ ,  $V_{y_{G7}}$  и  $W_{x_{G7}}$ ,  $W_{y_{G7}}$  (рис. 3б); нижнего решетчатого стана  $V_{x_{G5}}$ ,  $V_{y_{G5}}$  и  $W_{x_{G5}}$ ,  $W_{y_{G5}}$  (рис. 3в).

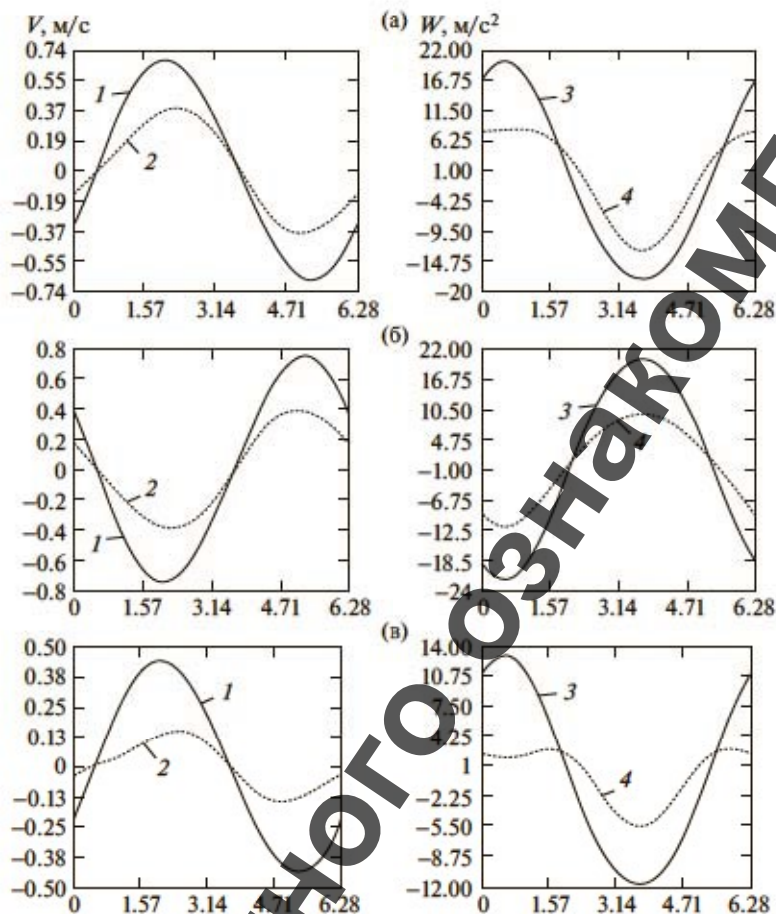


Рис. 3. Графические зависимости скоростей и ускорений центров масс основных звеньев механизма очистки; (а) объединенный центр масс стрясной доски  $G_2, G_3, G_{11}$ ; (б) центр масс  $G_7$  верхнего решетчатого стана; (в) центр масс  $G_5$  нижнего решетчатого стана; 1, 2 – составляющие скоростей по осям координат  $x$  и  $y$  соответственно; 3, 4 – составляющие ускорений по осям координат  $x$  и  $y$  соответственно.

Из рис. 3 видно, что для выполнения технологического процесса по отделению зерна от вороха стрясная доска, верхний и нижний решетчатые станы, являющиеся рабочими органами очистки, совершают колебания с частотой вращения ведущего звена механизма. Механизм очистки имеет два крайних положения (по ходу и против хода движения комбайна), в которых линейные скорости стрясной доски, верхнего и нижнего решетчатых станов равны нулевым значениям. Эти положения соответствуют повороту кривошипа (звена  $L_{2,2}$ ) на углы 2.07 и 5.21 рад и максимальным значениям ускорений рабочих органов. В точках, равноудаленных от крайних положений, линейные скорости рабочих органов имеют максимальные значения, а ускорения – нулевые значения. Максимальные значения вертикальных ускорений верхнего и нижнего решетчатых станов составляют соответственно 11.8  $\text{m/s}^2$  и 5.6  $\text{m/s}^2$ , которые характеризуют способность выполнения решетчатыми функциями грохота.

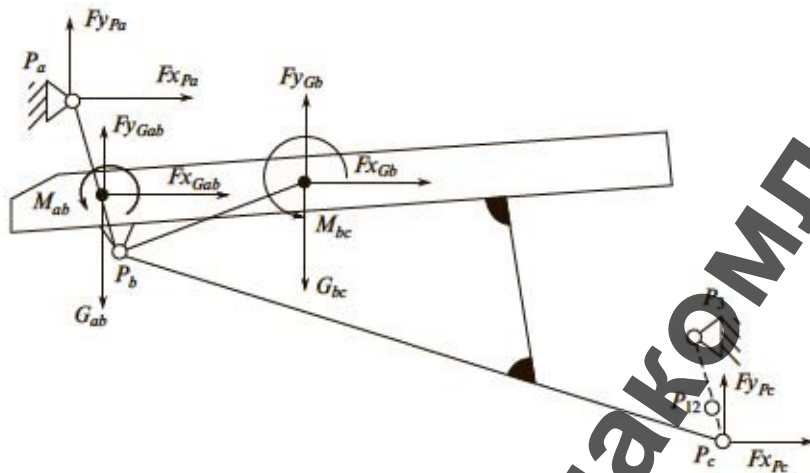


Рис. 4. Расчетная схема определения реакций в шарнирах;  $P_a$  – ось шарнира опоры кинематической пары;  $P_b$  – среднего подвижного шарнира;  $P_c$  – ось крайнего подвижного шарнира.

**Силовой расчет.** Задачей силового расчета очистки зерноуборочного комбайна является определение внешних сил, действующих на звенья механизма, а также усилий (реакций), возникающих в шарнирах кинематических пар при движении механизма.

Согласно методу кинестатики [11], нагружающими (звенья и кинематические пары) являются силы и моменты пар сил инерции

$$F_{Gi} = -W_{Gi}m_{Gi}, \quad M_{Ji} = -\epsilon_i J_i, \quad (21)$$

где  $F_{Gi}$  – сила инерции  $i$ -го звена механизма, приложенная в его центре масс;  $W_{Gi}$  – ускорение центра масс  $i$ -го звена механизма;  $M_{Ji}$  – момент пары сил  $i$ -го звена;  $\epsilon_i$  – угловое ускорение  $i$ -го звена;  $J_i$  – момент инерции  $i$ -го звена относительно оси, проходящей через центр масс  $G_i$  и перпендикулярной к плоскости движения звена.

Расчет сил начинается с последнего четырехзвенника механизма и последней кинематической пары звеньев. Для каждой кинематической пары составляются четыре уравнения равновесия сил и моментов по принципу Д'аламбера

$$\sum (F_{x_{Pi}} + F_{x_{Gi}}) = 0, \quad \sum (F_{y_{Pi}} + F_{y_{Gi}}) = 0, \quad (22)$$

$$\sum [M_{Ji} + F_{y_i}(x_{Pi} - x_{Pj}) - F_{x_i}(y_{Pi} - y_{Pj})] = 0, \quad (23)$$

$$\sum [M_{Jk} + F_{y_k}(x_{Pk} - x_{Pj}) - F_{x_k}(y_{Pk} - y_{Pj})] = 0, \quad (24)$$

где  $F_{x_{Gi}}, F_{y_{Gi}}, F_{x_{Pi}}, F_{y_{Pi}}, F_{x_{Pk}}, F_{y_{Pk}}$  – составляющие соответственно сил инерции и реакций  $i$ -го и  $k$ -го звеньев кинематической пары по осям координат  $x$  и  $y$ ;  $x_{Pi}, y_{Pi}, x_{Pk}, y_{Pk}$  – координаты плеч моментов составляющих сил инерции и реакций  $i$ -го звена по осям координат  $x$  и  $y$ ;  $x_{Pj}, y_{Pj}$  – координаты оси шарнира, относительно которой определяется момент.

Применительно к механизму очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218 расчетная схема последней кинематической пары приведена на рис. 4.



Таблица 2. Обозначения сил инерции и веса для расчета силовых параметров звеньев механизма очистки зерноуборочного комбайна КЗС–1218

Кинематическая пара	Обозначения сил инерции и веса в центрах масс					
	$F_{xGab}$	$F_{yGab}$	$F_{xGbc}$	$F_{yGbc}$	$G_{ab}$	$G_{bc}$
Первая	$F_{xG1}$	$F_{yG1}$	$F_{xG2,G3,G11}$	$F_{yG2,G3,G11}$	$G_1$	$G_2, G_3, G_{11}$
Вторая	$F_{xG6}$	$F_{yG6}$	$F_{xG5}$	$F_{yG5}$	$G_6$	$G_5$
Третья	$F_{xG8}$	$F_{yG8}$	$F_{xG7}$	$F_{yG7}$	$G_8$	$G_7$
Четвертая	$F_{xG4}$	$F_{yG4}$	$F_{xG9}$	$F_{yG9}$	$G_9$	$G_9$

При ее составлении принималось направление оси координат  $x$  горизонтально вправо, оси  $y$  вертикально вверх. Составляющие сил и моменты имеют положительные направления. Массы, центры масс и осевые моменты инерции конструкций элементов стрясной доски приведены к единому значению.

Уравнения равновесия (22)–(24) для кинематической пары на рис. 4 принимают вид

$$F_{xPa} + F_{xGab} + F_{xGbc} + F_{xPc} = 0, \quad (25)$$

$$F_{yPa} + (F_{yGab} - G_{ab}) + (F_{yGbc} - G_{bc}) + F_{yPc} = 0, \quad (26)$$

$$F_{yPa}(x_{Pa} - x_{Pb}) - F_{xPa}(y_{Pa} - y_{Pb}) + (F_{yGab} - G_{ab})(x_{Gab} - x_{Pb}) - F_{xGab}(y_{Gab} - y_{Pb}) + M_{Gab} = 0, \quad (27)$$

$$F_{yPc}(x_{Pc} - x_{Pb}) - F_{xPc}(y_{Pc} - y_{Pb}) + (F_{yGbc} - G_{bc})(x_{Gbc} - x_{Pb}) - F_{xGbc}(y_{Gbc} - y_{Pb}) + M_{Gbc} = 0. \quad (28)$$

Решение системы уравнений (20)–(23) удобнее всего производить матричным методом. В матричной форме система уравнений (20)–(23) принимает вид

$$A \cdot X = Q, \quad (29)$$

где  $A$ ,  $X$ ,  $Q$  – матрица коэффициентов, матрица-столбец неизвестных реакций в шарнирах кинематической пары, матрица-столбец свободных членов

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ l_{y_{PcPb}} & 0 & l_{x_{PcPb}} & 0 \\ 0 & l_{y_{PaPb}} & 0 & l_{x_{PaPb}} \end{pmatrix}, \quad X = \begin{pmatrix} F_{xPc} \\ F_{xPa} \\ F_{yPc} \\ F_{yPa} \end{pmatrix}, \quad Q = \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{pmatrix}. \quad (30)$$

Элементы матрицы-столбца свободных членов  $Q$  определяются известными силами инерции и веса звеньев из уравнений равновесия (25)–(28)

$$\begin{aligned} q_1 &= -(F_{xGab} + F_{xGbc}), & q_2 &= -[(F_{yGab} - G_{ab}) + (F_{yGbc} - G_{bc})], \\ q_3 &= -[(F_{yGbc} - G_{bc})(x_{Gbc} - x_{Pb}) - F_{xGbc}(y_{Gbc} - y_{Pb}) + M_{Gbc}], \\ q_4 &= -[(F_{yGab} - G_{ab})(x_{Gab} - x_{Pb}) - F_{xGab}(y_{Gab} - y_{Pab}) + M_{Gab}]. \end{aligned} \quad (31)$$

Таблица 3. Обозначения реакций в шарнирах для расчета силовых параметров звеньев механизма очистки зерноуборочного комбайна КЗС–1218

Кинематическая пара	Обозначения реакций в шарнирах					
	$F_{xP_a}$	$F_{y_a}$	$F_{xP_b}$	$F_{y_b}$	$F_{xP_c}$	$F_{y_c}$
Первая	$F_{xP_2}$	$F_{yP_2}$	$F_{xP_{11}}$	$F_{yP_{11}}$	$F_{xP_{17(1)}}$	$F_{y_{17(1)}}$
Вторая	$F_{xP_4}$	$F_{yP_4}$	$F_{xP_{13}}$	$F_{yP_{13}}$	$F_{xP_{12(2)}}$	$F_{y_{12(2)}}$
Третья	$F_{xP_5}$	$F_{yP_5}$	$F_{xP_{14}}$	$F_{yP_{14}}$	$F_{xP_9(3)}$	$F_{y_{9(3)}}$
Четвертая	$F_{xP_3}$	$F_{yP_3}$	$F_{xP_{8(4)}}$ $F_{xP_{10(4)}}$	$F_{yP_{8(4)}}$ $F_{yP_{10(4)}}$	$F_{xP_7(4)}$	$F_{y_{7(4)}}$

Примечания:

1 – в четвертой кинематической паре в шарнирах  $P_{17}$ ,  $P_{12}$  и  $P_{8,10}$  имеются соответствующие силы (реакции связей):  $F_{xP_{17(4)}}$ ,  $F_{yP_{17(4)}}$ ;  $F_{xP_{12(4)}}$ ,  $F_{yP_{12(4)}}$ ; которые противоположны по знаку соответственно  $F_{xP_{17(1)}}$ ,  $F_{yP_{17(1)}}$ ;  $F_{xP_{12(2)}}$ ,  $F_{yP_{12(2)}}$ ;  $F_{xP_9(3)}$ ,  $F_{yP_9(3)}$ ; точка  $P_9$  не является опорой и эта пара искусственно введена для расчетов реакций в шарнирах  $P_8$ ,  $P_{10}$ ;

2 – дополнительные индексы (1)–(4) обозначают номер кинематической пары.

Решение системы уравнений равновесия кинематической пары на рис. 4 матричным методом определяется по формуле  $X = A^{-1}Q$ . Неизвестные реакции в шарнирах кинематической пары рассчитываются по формулам

$$F_{xP_c} = \frac{-ly_{PaP_b}lx_{PcP_b}q_1 + lx_{PcP_b}ly_{PaP_b}q_2 - lx_{PaP_b}q_3 - lx_{PcP_b}q_4}{-ly_{PaP_b}lx_{PcP_b} + ly_{PcP_b}lx_{PaP_b}}, \quad (32)$$

$$F_{xP_a} = -\frac{-ly_{PcP_b}lx_{PaP_b}q_1 + lx_{PcP_b}lx_{PaP_b}q_2 - lx_{PaP_b}q_3 - lx_{PcP_b}q_4}{-ly_{PaP_b}lx_{PcP_b} + ly_{PcP_b}lx_{PaP_b}}, \quad (33)$$

$$F_{yP_c} = \frac{-ly_{PcP_b}ly_{PaP_b}q_1 + ly_{PaP_b}lx_{PcP_b}q_2 - ly_{PaP_b}q_3 - ly_{PcP_b}q_4}{-ly_{PaP_b}lx_{PcP_b} + ly_{PcP_b}lx_{PaP_b}}, \quad (34)$$

$$F_{yP_a} = -\frac{-ly_{PcP_b}ly_{PaP_b}q_1 + ly_{PaP_b}lx_{PcP_b}q_2 - ly_{PaP_b}q_3 - ly_{PcP_b}q_4}{-ly_{PaP_b}lx_{PcP_b} + ly_{PcP_b}lx_{PaP_b}}, \quad (35)$$

где  $ly_{PcP_b} = (y_{Pc} - y_{P_b})$ ;  $lx_{PcP_b} = (x_{Pc} - x_{P_b})$ ;  $ly_{PaP_b} = (y_{Pa} - y_{P_b})$ ;  $lx_{PaP_b} = (x_{Pa} - x_{P_b})$ .

В промежуточном подвижном шарнире  $P_b$  реактивную силу целесообразно находить из условия равновесия сил звена  $P_aP_b$

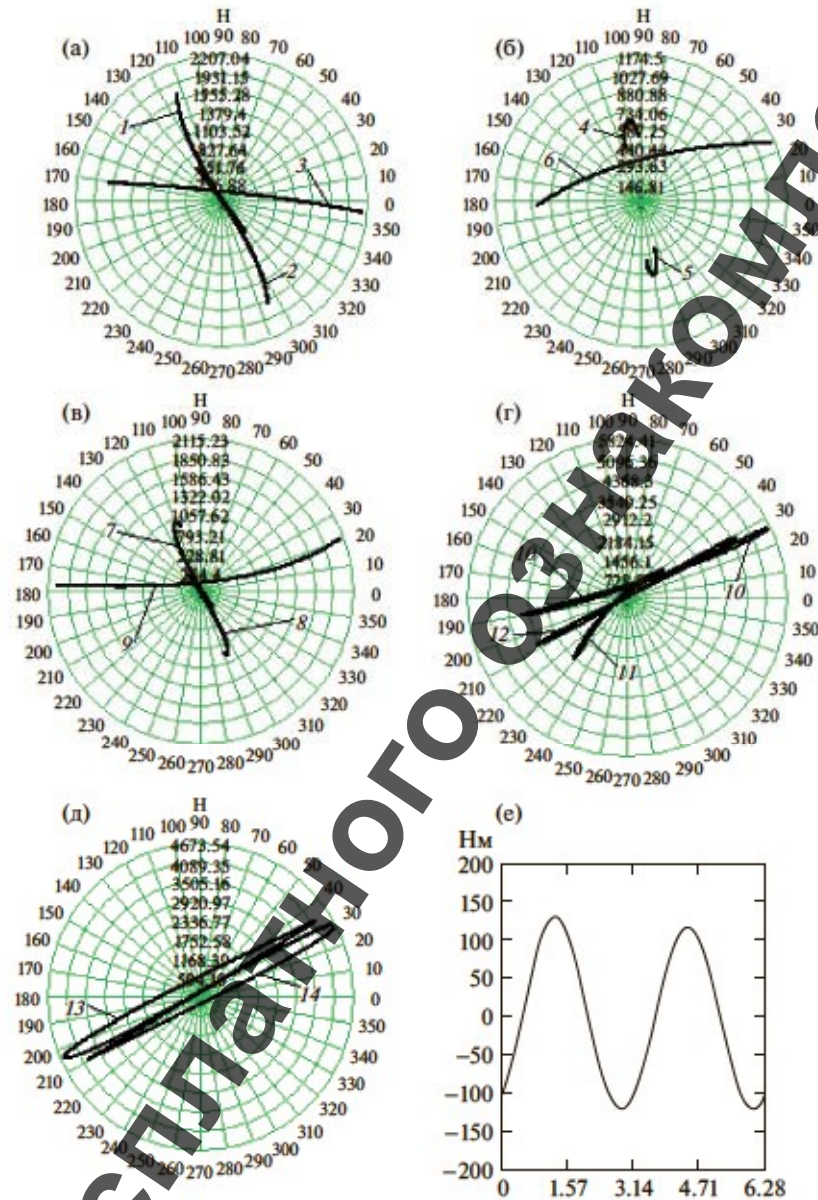
$$F_{xP_b} = -F_{x_{Gab}} - F_{x_{Pa}}; \quad F_{yP_b} = -(F_{y_{Gab}} - G_{ab}) - F_{y_{Pa}}. \quad (36)$$

Расчет реакций в других шарнирах расчетной схемы механизма очистки на рис. 1 производится подстановкой в выражения (25)–(36) обозначений сил инерции и веса из табл. 2 и реакций в шарнирах из табл. 3. Реакция в шарнире и опоре ведущего звена механизма  $P_1$  рассчитывается из условия равновесия составляющих по осям координат сил

$$\text{При этом } F_{yP_7} = -F_{yP_{7(4)}}, \quad F_{xP_7} = -F_{xP_{7(4)}}, \quad \text{тогда } F_{xP_1} = -(F_{x_{G10}} + F_{xP_7}), \quad F_{yP_7} = -[(F_{y_{G10}} - G_{10}) + F_{yP_7}].$$

Момент, уравновешивающий движение механизма под действием сил и моментов инерции, рассчитывается по выражению

$$M_{дв} = -\{[(F_{y_{G10}} - G_{10})(x_{G10} - x_{P_1}) - F_{x_{G10}}(y_{G10} - y_{P_1})] + M_{G10} + [F_{yP_7}(x_{P_7} - x_{P_1}) - F_{xP_7}(y_{P_7} - y_{P_1})]\}. \quad (37)$$



**Рис. 5.** Графики годографов векторов реакций в шарнирах механизма и движущего момента на силы и моменты инерции: (а) — первая кинематическая пара: 1 —  $F_{P_2}$ , 2 —  $F_{P_{11}}$ , 3 —  $F_{P_{17}(1)}$ ; (б) — вторая кинематическая пара: 4 —  $F_{P_4}$ , 5 —  $F_{P_{13}}$ , 6 —  $F_{P_{12}(2)}$ ; (в) — третья кинематическая пара: 7 —  $F_{P_5}$ , 8 —  $F_{P_{14}}$ , 9 —  $F_{P_9(3)}$ ; (г) — четвертая кинематическая пара: 10 —  $F_{P_3}$ , 11 —  $F_{P_{10}(4)}$ , 12 —  $F_{P_{8(4)}}$ , 13 —  $F_{P_1}$ , 14 —  $F_{P_7}$ ; (е) — график движущего момента на приводном валу.

По разработанной методике выполнен силовой расчет механизма очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218. Результаты силового расчета приведены на рис. 5.

Из рис. 5 следует, что наибольшие значения реакций возникают: а) в подвижных нижних шарнирах  $P_{17}$  двуплечих рычагов и стряской доски — 2.207 кН при угле векто-

ра силы  $354.7^\circ$  и угле поворота кривошипа  $29.5^\circ$ ; в подвижных нижних шарнирах  $P_{11}$  стрясной доски и ее подвесок –  $1.71$  кН при угле вектора силы  $294^\circ$  и угле поворота кривошипа  $30.5^\circ$ ; в шарнирах опор подвесок стрясной доски  $P_2$  –  $1.736$  кН при угле вектора силы  $112^\circ$  и угле поворота кривошипа  $32.5^\circ$ ; б) в подвижных нижних шарнирах  $P_{12}$  двуплечих рычагов и нижнего решетного стана –  $1.175$  кН при угле вектора силы  $23^\circ$  и угле поворота кривошипа  $29^\circ$ ; в подвижных шарнирах  $P_{13}$  нижнего решетного стана и его подвесок –  $0.613$  кН при угле вектора силы  $279^\circ$  и угле поворота кривошипа  $107^\circ$ ; в шарнирах опор подвесок нижнего решетного стана  $P_4$  –  $0.640$  кН при угле вектора силы  $99^\circ$  и углах поворота кривошипа  $108^\circ$  и  $309^\circ$ ; в) в подвижных шарнирах  $P_{14}$  верхнего решетного стана и его подвесок –  $0.964$  кН при угле вектора силы  $292^\circ$  и угле поворота кривошипа  $262.5^\circ$ ; в шарнирах опор подвесок верхнего решетного стана  $P_5$  –  $0.994$  кН при угле вектора силы  $111$  град и угле поворота кривошипа  $262.5^\circ$ ; в искусственной опоре  $P_9$  –  $2.115$  кН при угле вектора силы  $21$  град и угле поворота кривошипа  $210^\circ$ ; г) в шарнирах опор двуплечих рычагов  $P_3$  –  $5.824$  кН при угле вектора силы  $26^\circ$  и угле поворота кривошипа  $29.5^\circ$ ; в подвижных верхних шарнирах  $P_{10}$  двуплечих рычагов и верхнего решетного стана –  $2.953$  кН при угле вектора силы  $230^\circ$  и угле поворота кривошипа  $30.5^\circ$ ; в подвижных шарнирах  $P_8$  верхнего решетного стана и шатунов –  $4.488$  кН при угле вектора силы  $29^\circ$  и угле поворота кривошипа  $29.5^\circ$ ; д) в шарнирах опор ведущего вала  $P_1$  –  $4.578$  кН при угле вектора силы  $204^\circ$  и угле поворота кривошипа  $29^\circ$ ; в подвижных шарнирах шатуна и ведущего вала  $P_7$  –  $4.674$  кН при угле вектора силы  $24^\circ$  и угле поворота кривошипа  $29^\circ$ ; е) движущий момент, уравновешивающий сопротивление механизма под действием сил и моментов инерции, имеет размах колебаний  $250.6$  Н · м.

Полученные результаты следует использовать при проектировании и совершенствовании, реализации мероприятий по обеспечению требуемого ресурса механизма привода очистки зерноуборочных комбайнов.

**Заключение.** Разработана методика математического моделирования кинематических и силовых параметров очистки зерноуборочного комбайна, основанная на представлении расчетной схемы механизма привода сочетанием типовых элементов-модулей из шарнирного четырехзвенника и блока расчетных формул. Получены аналитические зависимости кинематических и силовых характеристик от массовых и геометрических параметров звеньев механизма привода двухстанной очистки. Выполнен кинематический и силовой анализ механизма привода очистки зерноуборочного комбайна КЗС-1218. Установлено, что наибольшие реакции при номинальной частоте вращения кривошипа возникают в шарнирах опор двуплечего рычага.

#### КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чернышанов В.И., Ежевский А.А., Федоренко В.Ф. Мировые тенденции машинно-технологического обеспечения интеллектуального сельского хозяйства. М.: Росинформагротех, 2012. С. 284.
2. Дубовик Д.А., Еловой О.М., Бакалова Л.Ю. Основные направления развития автотракторо-комбайностроения. Минск: ГНУ ОИМ НАН Беларуси, 2014. С. 176.
3. Амельченко П.А., Дубовик Д.А., Ключников А.В., Ващула А.В. Современные тенденции сельхозтракторостроения // Ж. Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук. 2018. Т. 63. № 1. С. 76.

4. *Бойко Л.И., Климович О.В.* Анализ конструкций и методов снижения нагруженности приводов воздушно-решетных систем очисток зернового вороха комбайнов // *Ж. Механика машин, механизмов и материалов*. 2011. № 3. С. 74.
5. *Бойко Л.И., Гаман А.М.* Динамический расчет и рациональное проектирование приводов с колебательным движением рабочих органов // *Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин*. 1997. № 1. С. 22.
6. *Дубовик Д.А.* Снижение энергозатрат многоприводных колесных машин путем совершенствования механических приводов ведущих колес: Дис. ... докт. техн. наук. Минск: ГНУ ОИМ НАН Беларуси, 2011. 406 с.
7. *Месхи Б.Ч.* Улучшение условия труда операторов комбайнов за счет снижения шума и вибрации: Дис. ... канд. техн. наук. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 1999. 132 с.
8. *Мартыненко Д.С.* Повышение эффективности системы очистки зерноуборочного комбайна путем применения рекуперативного привода решет и транспортной доски: Дис. ... канд. техн. наук. Тюмень: ГАУСЗ, 2015. 170 с.
9. *Котов А.В., Чупрынин Ю.В.* Применение векторного анализа для оптимизации механизма привода системы очистки зерна зерноуборочного комбайна при его проектировании // *Ж. Механика машин, механизмов и материалов*. 2009. № 2. С. 43.
10. *Дубовик Д.А., Прибыльский В.И.* Гидрообъемно-механические трансмиссии мобильных машин. Кинематический и силовой расчет // *Весті Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук*. 2016. № 4. С. 61.
11. *Артоболевский А.А.* Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. С. 640.

Для бесплатного ознакомления