
МЕХАНИКА МАШИН

УДК 62-8:531.3

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ
МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ДВУХСТАННОЙ ОЧИСТКИ
ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА**© 2019 г. Д. А. Дубовик^{1,*}, В. И. Прибыльский¹, А. А. Новиков², А. Н. Вырский²¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь²ОАО “Гомсельмаш”, г. Гомель, Беларусь

*e-mail: ddubovik@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 шнеки, 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-

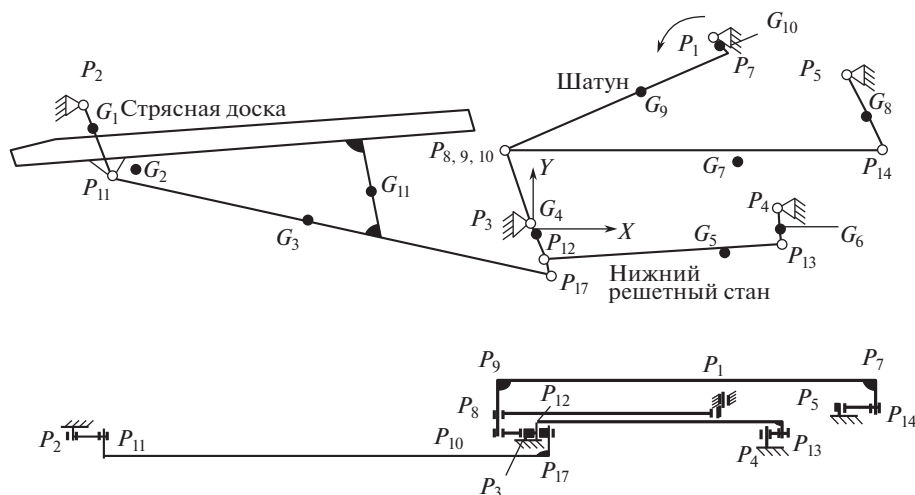


Рис. 1. Расчетная схема очистки зерноуборочного комбайна КЗС – 1218; P_1 – P_5 – шарниры опор механизма очистки; P_7 – P_9 , P_{11} – P_{14} , P_{17} – шарниры, связывающие звенья механизма очистки.

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 решетных 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

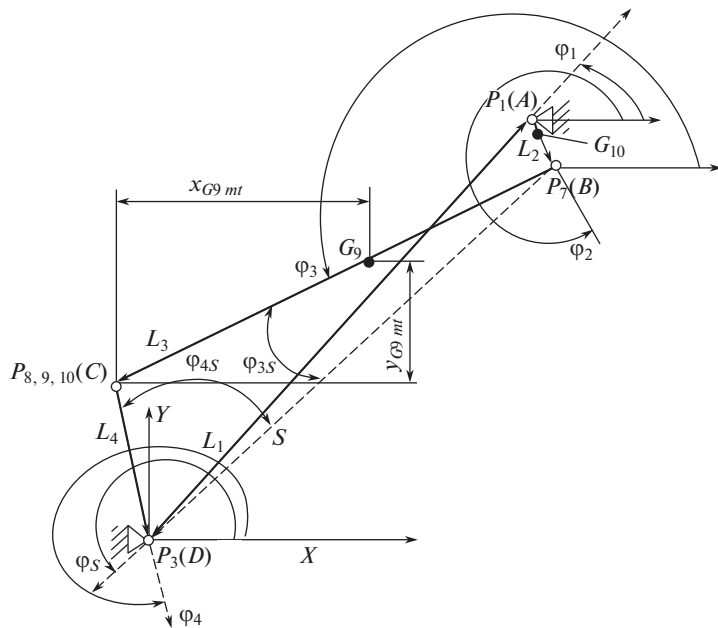


Рис. 2. Расчетная схема первого четырехзвенника.

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

Условие замкнутости контура *DABCD* записывается уравнением в векторной форме. При этом для формирования единого расчетного алгоритма для всех 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 *DX* 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 φ_{1_1} , φ_{2_1} , φ_{3_1} , φ_{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 XDY вектор $\vec{L}_{-1}$, 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 φ_{3_1} и φ_{4_1}

$$\varphi_{3_1} = \varphi_{S_1} - \varphi_{3S_1}; \quad \varphi_{4_1} = \varphi_{S_1} + \varphi_{4S_1}, \quad (4)$$

где φ_{3S_1} и φ_{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 φ_{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 ; φ_{3mt} — угол вектора φ_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 ω_{3_1} и ω_{4_1} звеньев BC и CD уравнения (2) дифференцируются по обобщенной координате φ_2 с последующим поочередным вычитанием общих углов φ_{3_1} и φ_{4_1} из углов, входящих в первое уравнение, что соответствует повороту осей координат XDY на общие углы φ_{3_1} и φ_{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 ε_{3_1} и ε_{4_1} звеньев BC и CD , равных производным по обобщенной координате от соответствующих аналогов i_{32_1} и i_{42_1} угловых скоростей ω_{3_1} и ω_{4_1} , уравнения (1) дважды дифференцируются по обобщенной координате φ_2 с последующим преобразованием координат последовательным поворотом осей координат XDY на углы φ_{3_1} и φ_{4_1}

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

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

Тогда, истинные значения угловых скоростей ω_{3_1} , ω_{4_1} и ускорений ε_{3_1} , ε_{4_1} звеньев BC и CD соответственно рассчитываются по формулам

$$\omega_{3_1} = \omega_{2_1} i_{32_1}, \quad \omega_{4_1} = \omega_{2_1} i_{42_1}, \quad (13)$$

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

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 Vx_{G10} , Vy_{G10} и ускорений Wx_{G10} , Wy_{G10} его центра масс G_{10} рассчитываются по формулам

$$Vx_{G10} = -l_{G10} \omega_{2_1} \sin \varphi_{2_1}, \quad Vy_{G10} = l_{G10} \omega_{2_1} \cos \varphi_{2_1}, \quad (15)$$

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

Остальные звенья четырехзвенного шарнирного механизма на рис. 2 совершают плоскопараллельное движение. Линейные скорости Vx_{G9} , Vy_{G9} и ускорения Wx_{G9} , Wy_{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	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_S
Первый _1	l_{P3P1}	l_{P1P7} l_{G10}	l_{P7P8} l_{G9}	l_{P8P3}	l_{P7P3}	φ_{P3P1}	φ_{P1P7}	φ_{P7P8}	φ_{P8P3}	φ_{P7P3}
Второй _2	l_{P5P3}	$l_{P3P8,10}$	$l_{P8,10P14}$ l_{G7}	l_{P14P5} l_{G8}	$l_{P8,10P5}$	φ_{P5P3}	$\varphi_{P3P8,10}$	$\varphi_{P8,10P14}$	φ_{P14P5}	φ_{P8P5}
Третий _3	l_{P4P3}	l_{P3P12} l_{G4}	l_{P12P13} l_{G5}	l_{P13P4} l_{G6}	l_{P12P4}	φ_{P4P3}	φ_{P3P12}	φ_{P12P13}	φ_{P13P4}	φ_{P12P4}
Четвертый _4	l_{P2P3}	l_{P3P17}	l_{P17P11} $l_{G2,G11,G3}$	l_{P11P2} l_{G1}	l_{P17P2}	φ_{P2P3}	φ_{P3P17}	φ_{P17P11}	φ_{P11P2}	φ_{P17P2}

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

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

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

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

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: стрясной 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).

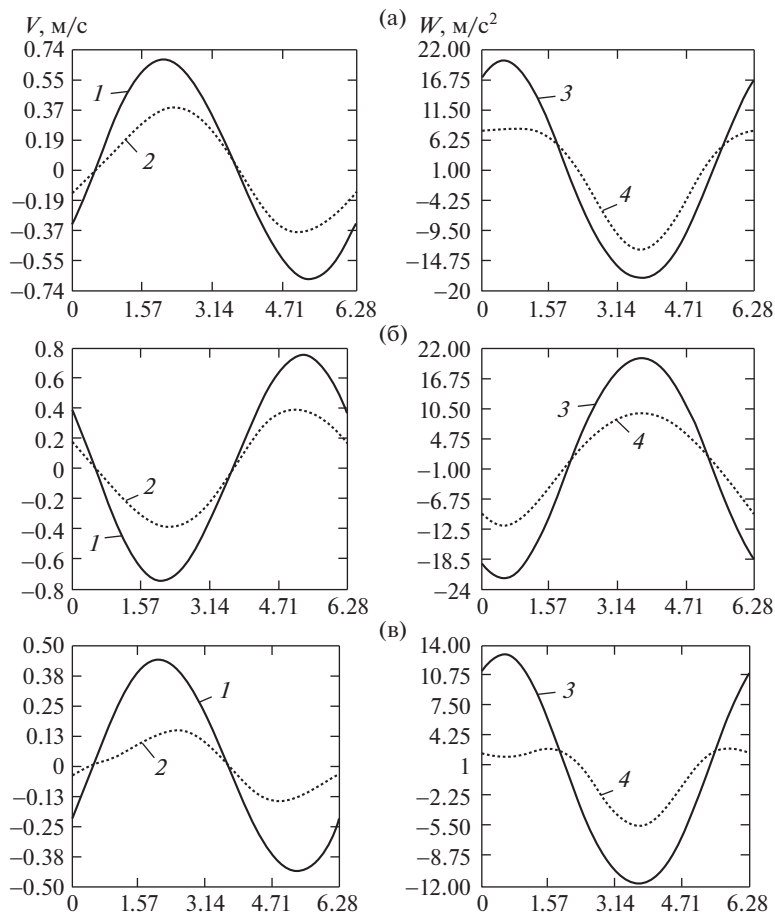


Рис. 3. Графические зависимости скоростей и ускорений центров масс основных звеньев механизма очистки; (а) объединенный центр массстрясной доски G_2, G_3, G_{II} ; (б) центр масс G_7 верхнего решетного стана; (в) центр масс G_5 нижнего решетного стана; 1, 2 — составляющие скоростей по осям координат 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 решетные 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 решетных 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 решетных станов составляют соответственно 11.8 м/с² и 5.6 м/с², которые характеризуют способность выполнения решетками функции грохота.

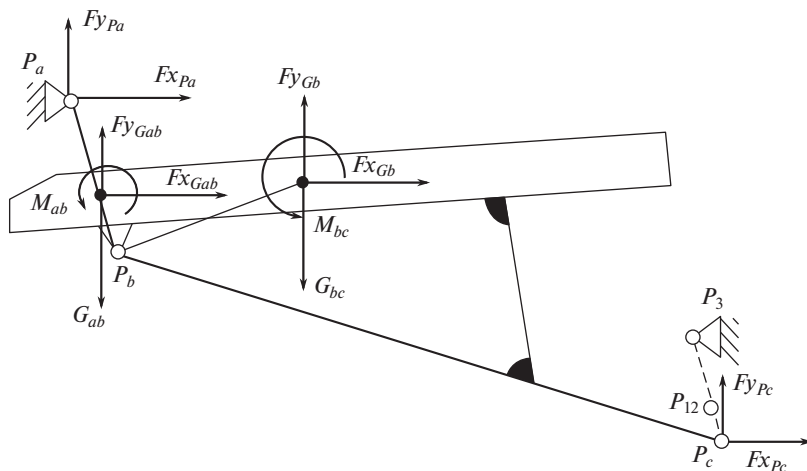


Рис. 4. Расчетная схема определения реакций в шарнирах; P_a – ось шарнира опоры кинематической пары; P_b – среднего подвижного шарнира; P_c – ось крайнего подвижного шарнира.

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 кинетостатики [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; ϵ_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					
	Fx_{Gab}	Fy_{Gab}	Fx_{Gbc}	Fy_{Gbc}	G_{ab}	G_{bc}
Первая	Fx_{G1}	Fy_{G1}	$Fx_{G2,G3,G11}$	$Fy_{G2,G3,G11}$	G_1	G_2, G_3, G_{11}
Вторая	Fx_{G6}	Fy_{G6}	Fx_{G5}	Fy_{G5}	G_6	G_5
Третья	Fx_{G8}	Fy_{G8}	Fx_{G7}	Fy_{G7}	G_8	G_7
Четвертая	Fx_{G4}	Fy_{G4}	Fx_{G9}	Fy_{G9}	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

$$Fx_{Pa} + Fx_{Gab} + Fx_{Gbc} + Fx_{Pc} = 0, \quad (25)$$

$$Fy_{Pa} + (Fy_{Gab} - G_{ab}) + (Fy_{Gbc} - G_{bc}) + Fy_{Pc} = 0, \quad (26)$$

$$Fy_{Pa}(x_{Pa} - x_{Pb}) - Fx_{Pa}(y_{Pa} - y_{Pb}) + (Fy_{Gab} - G_{ab})(x_{Gab} - x_{Pb}) - Fx_{Gab}(y_{Gab} - y_{Pb}) + M_{Gab} = 0, \quad (27)$$

$$Fy_{Pc}(x_{Pc} - x_{Pb}) - Fx_{Pc}(y_{Pc} - y_{Pb}) + (Fy_{Gbc} - G_{bc})(x_{Gbc} - x_{Pb}) - Fx_{Gbc}(y_{Gbc} - y_{Pb}) + M_{Gbc} = 0. \quad (28)$$

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

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ ly_{PcPb} & 0 & lx_{PcPb} & 0 \\ 0 & ly_{PaPb} & 0 & lx_{PaPb} \end{pmatrix}, \quad X = \begin{pmatrix} Fx_{Pc} \\ Fx_{Pa} \\ Fy_{Pc} \\ Fy_{Pa} \end{pmatrix}, \quad Q = \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{pmatrix}. \quad (30)$$

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

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

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

Кинематическая пара	Обозначения реакций в шарнирах					
	Fx_{Pa}	Fy_a	Fx_{Pb}	Fy_b	Fx_{Pc}	Fy_c
Первая	Fx_{P2}	Fy_{P2}	Fx_{P11}	Fy_{P11}	$Fx_{P17(1)}$	$Fy_{17(1)}$
Вторая	Fx_{P4}	Fy_{P4}	Fx_{P13}	Fy_{P13}	$Fx_{P12(2)}$	$Fy_{12(2)}$
Третья	Fx_{P5}	Fy_{P5}	Fx_{P14}	Fy_{P14}	$Fx_{P9(3)}$	$Fy_{9(3)}$
Четвертая	Fx_{P3}	Fy_{P3}	$Fx_{P8(4)}$ $Fx_{P10(4)}$	$Fy_{P8(4)}$ $Fy_{P10(4)}$	$Fx_{P7(4)}$	$Fy_{7(4)}$

Примечания:

1 – в четвертой кинематической паре в шарнирах P_{17} , P_{12} и $P_{8,10}$ имеются соответствующие силы (реакции связей): $Fx_{P17(4)}$, $Fy_{P17(4)}$; $Fx_{P12(4)}$, $Fy_{P12(4)}$; которые противоположны по знаку соответственно $Fx_{P17(1)}$, $Fy_{P17(1)}$; $Fx_{P12(2)}$, $Fy_{P12(2)}$; $Fx_{P9(3)}$, $Fy_{P9(3)}$; точка P_9 не является опорой и сила F_{P9} 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 $X = A^{-1}Q$. Незвестные реакции в шарнирах кинематической пары рассчитываются по формулам

$$Fx_{Pc} = \frac{-ly_{PaPb}lx_{PcPb}q_1 + lx_{PcPb}lx_{PaPb}q_2 - lx_{PaPb}q_3 - lx_{PcPb}q_4}{-ly_{PaPb}lx_{PcPb} + ly_{PcPb}lx_{PaPb}}, \quad (32)$$

$$Fx_{Pa} = -\frac{-ly_{PcPb}lx_{PaPb}q_1 + lx_{PcPb}lx_{PaPb}q_2 - lx_{PaPb}q_3 - lx_{PcPb}q_4}{-ly_{PaPb}lx_{PcPb} + ly_{PcPb}lx_{PaPb}}, \quad (33)$$

$$Fy_{Pc} = \frac{-ly_{PcPb}ly_{PaPb}q_1 + ly_{PcPb}lx_{PaPb}q_2 - ly_{PaPb}q_3 - ly_{PcPb}q_4}{-ly_{PaPb}lx_{PcPb} + ly_{PcPb}lx_{PaPb}}, \quad (34)$$

$$Fy_{Pa} = -\frac{-ly_{PcPb}ly_{PaPb}q_1 + ly_{PaPb}lx_{PcPb}q_2 - ly_{PaPb}q_3 - ly_{PcPb}q_4}{-ly_{PaPb}lx_{PcPb} + ly_{PcPb}lx_{PaPb}}, \quad (35)$$

где $ly_{PcPb} = (y_{Pc} - y_{Pb})$; $lx_{PcPb} = (x_{Pc} - x_{Pb})$; $ly_{PaPb} = (y_{Pa} - y_{Pb})$; $lx_{PaPb} = (x_{Pa} - x_{Pb})$.

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

$$Fx_{Pb} = -Fx_{Gab} - Fx_{Pa}; \quad Fy_{Pb} = -(Fy_{Gab} - G_{ab}) - Fy_{Pa}. \quad (36)$$

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.

При этом $Fy_{P7} = -Fy_{P7(4)}$, $Fx_{P7} = -Fx_{P7(4)}$, тогда $Fx_{P1} = -(Fx_{G10} + Fx_{P7})$ $Fy_{P7} = -[(Fy_{G10} - G_{10}) + Fy_{P7}]$.

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

$$M_{\partial s} = -\{[(Fy_{G10} - G_{10})(x_{G10} - x_{P1}) - Fx_{G10}(y_{G10} - y_{P1})] + M_{G10} + [Fy_{P7}(x_{P7} - x_{P1}) - Fx_{P7}(y_{P7} - y_{P1})]\}. \quad (37)$$

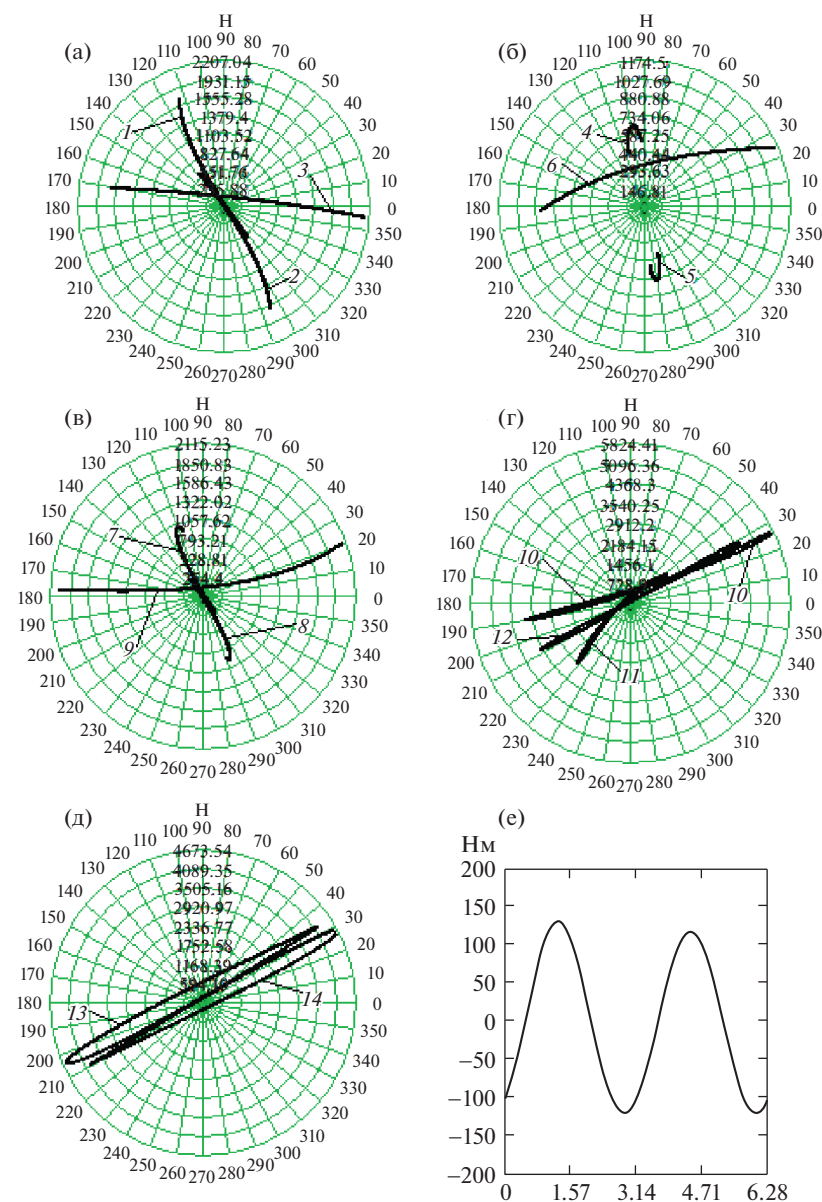


Рис. 5. Графики годографов векторов реакций в шарнирах механизма и движущего момента на силы и моменты инерции: (а) – первая кинематическая пара: 1 – F_{p2} , 2 – F_{p11} , 3 – $F_{p17(1)}$; (б) – вторая кинематическая пара: 4 – F_{p4} , 5 – F_{p13} , 6 – $F_{p12(2)}$; (в) – третья кинематическая пара: 7 – F_{p5} , 8 – F_{p14} , 9 – $F_{p9(3)}$; (г) – четвертая кинематическая пара: 10 – F_{p3} , 11 – $F_{p10(4)}$, 12 – $F_{p8(4)}$, 13 – F_{p1} , 14 – F_{p7} ; (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 стрясной доски – 2.207 кН при угле векто-

ра силы 354.7° и угле поворота кривошипа 29.5° ; в подвижных нижних шарнирах P_{11} стрясной доски и ее подвесок — 1.71 кН при угле вектора силы 294° и угле поворота кривошипа 30.5° ; в шарнирах опор подвесок стрясной доски P_2 — 1.736 кН при угле вектора силы 112° и угле поворота кривошипа 32.5° ; б) в подвижных нижних шарнирах P_{12} двуплечих рычагов и нижнего решетного стана — 1.175 кН при угле вектора силы 23° и угле поворота кривошипа 29° ; в подвижных шарнирах P_{13} нижнего решетного стана и его подвесок — 0.613 кН при угле вектора силы 279° и угле поворота кривошипа 107° ; в шарнирах опор подвесок нижнего решетного стана P_4 — 0.640 кН при угле вектора силы 99° и углах поворота кривошипа 108° и 309° ; в) в подвижных шарнирах P_{14} верхнего решетного стана и его подвесок — 0.964 кН при угле вектора силы 292° и угле поворота кривошипа 262.5° ; в шарнирах опор подвесок верхнего решетного стана P_5 — 0.994 кН при угле вектора силы 111 град и угле поворота кривошипа 262.5° ; в искусственной опоре P_9 — 2.115 кН при угле вектора силы 21 град и угле поворота кривошипа 210° ; г) в шарнирах опор двуплечих рычагов P_3 — 5.824 кН при угле вектора силы 26° и угле поворота кривошипа 29.5° ; в подвижных верхних шарнирах P_{10} двуплечих рычагов и верхнего решетного стана — 2.953 кН при угле вектора силы 230° и угле поворота кривошипа 30.5° ; в подвижных шарнирах P_8 верхнего решетного стана и шатунов — 4.488 кН при угле вектора силы 29° и угле поворота кривошипа 29.5° ; д) в шарнирах опор ведущего вала P_1 — 4.578 кН при угле вектора силы 204° и угле поворота кривошипа 29° ; в подвижных шарнирах шатуна и ведущего вала P_7 — 4.674 кН при угле вектора силы 24° и угле поворота кривошипа 29° ; е) движущий момент, уравнивающий 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. Черноиванов В.И., Ежеский 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., Гоман 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 // Весці 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.