

The developed dynamic model allows to simulate the process of braking the car with the parallelism of its diagonal axis relative to the axis of the stand, and to determine the dependence of the accuracy of measurement of power parameters on the magnitude of the angle of their mutual non-parallelism. This addition to the dynamic model substantially clarifies the calculations of the process of braking the car wheel on the brake stand with treadmill.

brake system, brake stand, diagnosis, power parameters, braking force, dynamic model, wheel

Одержано (Received) 29.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 05.12.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019

УДК 62-8:531.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.92-104>

Д.А. Дубовик, доц., д-р техн. наук, **О.А. Баран**, **С.С. Чепелевич**

Государственное научное учреждение «Объединённый институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск, Республика Беларусь;

А.С. Шантыко, **А.Н. Вырский**

Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Республика Беларусь;

Т.В. Бойко, доц., канд. техн. наук

Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск, Республика Беларусь

e-mail: ddubovik@oim.by

Кинематический и силовой анализ клавишного соломотряса зерноуборочного комбайна

Разработана математическая модель пятиклавишного соломотряса зерноуборочного комбайна с двумя коленчатыми валами, кривошипы которых направлены радиально к вершинам пентагона, позволяющая рассчитывать реакции в шарнирах и параметры его статической неуравновешенности. По методу векторных контуров соломотряс представлялся в виде сочетания пяти однотипных шарнирных четырёхзвенников. Нагрузки звеньев от действия сил и моментов инерции определены методом кинетостатики.

зерноуборочный комбайн, клавишный соломотряс, расчётная схема, метод векторных контуров, кинематический анализ, метод кинетостатики, силовой анализ, сила инерции, реакция опоры, статическая неуравновешенность

Д.О. Дубовик, доц., д-р техн. наук, **О.А. Баран**, **С.С. Чепелевич**

Державна наукова установа «Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі», м.Мінськ, Республіка Білорусь

О.С. Шантыко, **О.М. Вырский**

Науково-технічний центр комбайнобудування ВАТ «Гомсельмаш», м. Гомель, Республіка Білорусь;

Т.В. Бойко, доц., канд. техн. наук

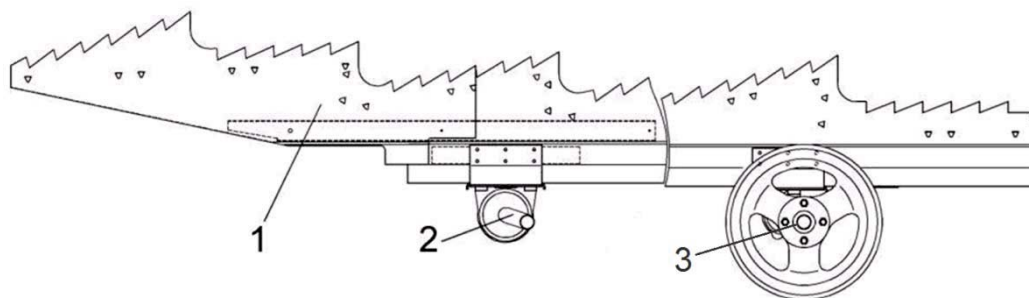
Установа освіти «Білоруський державний аграрний технічний університет», м. Мінськ, Республіка Білорусь

Кінематичний і силовий аналіз клавішного соломотряса зернозбирального комбайна

Розроблено математичну модель п'ятиклавішного соломотряса зернозбирального комбайна з двома колінчатими валами, кривошипи яких спрямовані радіально до вершин пентагона, що дозволяє розраховувати реакції в шарнірах і параметри його статичної неврвноваженості. За методом векторних контурів соломотряс представлявся у вигляді сполучення п'яти однотипних шарнірних чотирьохзвенник. Навантаження ланок від дії сил і моментів інерції визначені методом кінестатики.

зернозбиральний комбайн, клавішний соломотряс, розрахункова схема, метод векторних контурів, кінематичний аналіз, метод кінестатики, силовий аналіз, сили інерції, реакція опори, статична неврвноваженість

Введение. Зерноуборочный самоходный комбайн является технически сложным изделием, которое при движении вне дорог в полевых условиях на своём борту выполняет функции трех сельскохозяйственных машин: жатки, молотилки, веялки. Одним из основных органов молотилки является соломотряс, предназначенный для выделения зерна из крупного соломистого вороха и характеризующийся полнотой выделения зерна. В мировом комбайностроении используются различные конструкции соломотрясов [1, 2]: конвейерно-роторная, роторная, платформенная, клавишная, битерная, центробежно-роторная и др. Широкое применение получили клавишные соломотрясы [2 – 4] с тремя, четырьмя, пятью или шестью клавишами. Количество клавиш связано с технологическим процессом очистки зернового вороха. По характеру движения вороха соломотрясы можно разделить на две группы. Соломотрясы первой группы (трёх-, четырёх- и шестиклавишные) используются для очистки несвязного вороха, содержащего много перебитой соломы. Соломотрясы второй группы (пятиклавишные) эффективны при обработке длинносоломистого связного вороха. Наиболее распространёнными и надёжными в эксплуатации являются двухвальные пятиклавишные соломотрясы (рис.1) с каскадами, снабженными граблинами [5], который в настоящее время применяется в зерноуборочных комбайнах фирм-производителей ОАО «Гомсельмаш» (Палессе GS10, GS12, GS12A1, GS4118K) [6], John Deere (W540, W550) [7], Claas (Lexion 620, 630) [8], New Holland (CX7.80 и CX7.90) [9] и др.



1 – клавиша; 2 – вал ведомый; 3 – вал ведущий

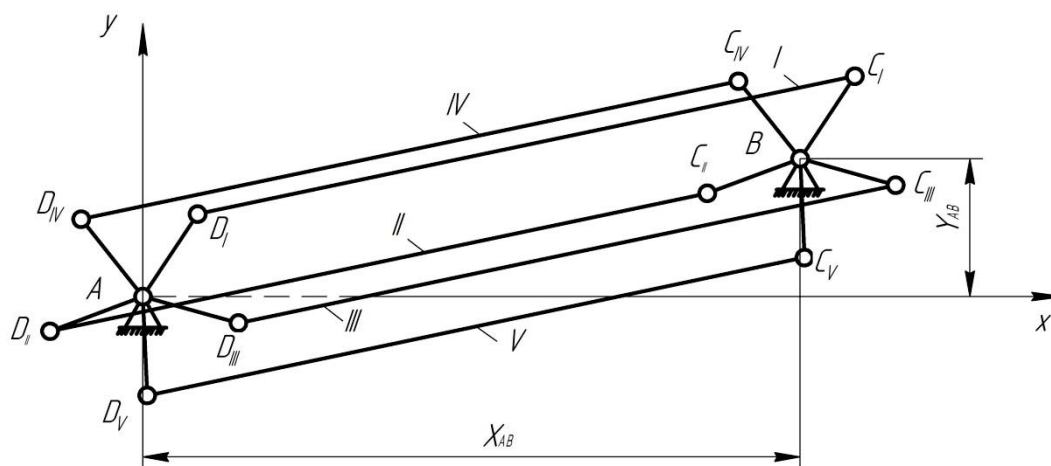
Рисунок 1 – Принципиальная схема двухвального соломотряса

Источник: [6].

Каждая клавиша соломотряса совершает циклическое движение, которое может являться причиной возникновения знакопеременных нагрузок на раму, вызывать вибрацию органов управления, сидений механизатора и его помощника, увеличение нагруженности и энергопотребления приводов [10 – 13]. При проектировании и совершенствовании конструкции зерноуборочного комбайна необходимо определить нагрузки, действующие в различных её элементах [14, 15].

Постановка задачі. В этой связи целью работы является определение величины силового воздействия на раму зерноуборочных комбайнов от статической неуравновешенности клавишных соломотрясов. Для достижения данной цели нужно выполнить структурный, кинематический и силовой анализ, в частности определить величину реакций на опорах соломотряса.

Структурный анализ. На основе выполненного структурного анализа клавишного соломотряса было выявлено, что расчётная схема пятиклавишного соломотряса может быть представлена сочетанием пяти (по количеству клавиш) шарнирных четырёхзвенных механизмов без учёта инерционных свойств коленчатого вала (рис. 2). В качестве привода использовались коленчатые валы, кривошпы которых направлены радиально к вершинам пентагона.



I, II, ..., V – номер клавиши соломотряса; A, B – центры вращения ведомого и ведущего валов; C_i, D_i – шарниры крепления клавиш; x, y – оси координат; x_{AB}, y_{AB} – размеры, характеризующие координаты опор ведомого и ведущего вала

Рисунок 2 – Расчётная схема привода соломотряса

Источник: разработано авторами.

Кинематический анализ. Основными задачами кинематического анализа являются определение положений отдельных точек звеньев механизма, их угловых скоростей и ускорений. Аналитическое исследование механизма соломотряса удобнее всего выполнять методом векторных контуров [16] для каждой клавиши в отдельности, согласно которому замкнутый контур ABCD (рисунок 3) разбивается на два треугольника ABC и ACD и составляются векторные уравнения для контуров ABC и ACD соответственно:

$$l_1 + l_2 - S = 0, \quad (1)$$

$$l_3 + l_4 - S = 0, \quad (2)$$

где S – переменный по модулю вектор, определяющий положение шарниров B и D.

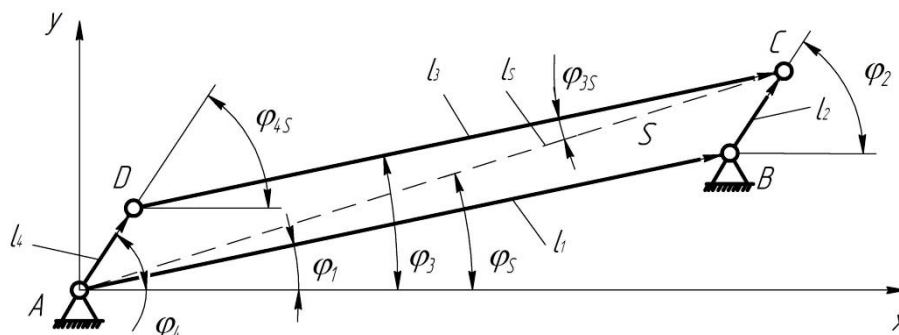


Рисунок 3 – Расчетная схема клавиши соломотряса

Источник: разработано авторами.

Модуль вектора S можно получить путём несложных преобразований, проецируя вектор уравнения (1) на оси координат Ax и Ay :

$$S = \frac{l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2}{\sin \varphi_S}. \quad (3)$$

Обозначая углы наклона векторов l_3 и l_4 к вектору S соответственно φ_{3S} и φ_{4S} , векторы l_3 и l_4 из треугольника ACD могут быть представлены по теореме косинусов:

$$l_3^2 = l_4^2 + S^2 - 2l_4S \cos \varphi_{4S}, \quad (4)$$

$$l_4^2 = l_3^2 + S^2 - 2l_3S \cos \varphi_{3S}. \quad (5)$$

С учетом уравнений (4) и (5), функции положения звеньев 3 и 4 от положения звена 2 имеют вид:

$$\varphi_3 = -\arccos \frac{l_3^2 + S^2 - l_4^2}{2l_3S} + \arctg \frac{l_1 \sin \varphi_1 - l_2 \sin \varphi_2}{l_1 \cos \varphi_1 - l_2 \cos \varphi_2}, \quad (6)$$

$$\varphi_4 = \arccos \frac{l_4^2 + S^2 - l_3^2}{2l_4S} + \arctg \frac{l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2}{l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2}. \quad (7)$$

Зависимости для угловых скоростей и ускорений звеньев соломотряса можно получить дифференцированием по обобщенной координате φ_2 векторного уравнения замкнутости контура $BCDA$ (рис. 3):

$$l_2 + l_3 + l_4 = l_1. \quad (8)$$

Используя выражения первой производной проекций векторного уравнения (8) на оси Ax и Ay , можно определить аналоги угловых скоростей ω_3 и ω_4 (передаточные отношения) клавиши и кривошипа ведомого вала (звеньев 3 и 4):

$$i_{32} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_2} = \frac{d\varphi_3/dt}{d\varphi_2/dt} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_4)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_4)}, \quad (9)$$

$$i_{42} = \frac{d\varphi_4}{d\varphi_2} = \frac{d\varphi_4/dt}{d\varphi_2/dt} = \frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}{l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}, \quad (10)$$

где φ_2 , φ_3 и φ_4 – углы, образованные осями звеньев 2, 3 и 4 (кривошипа ведущего вала, клавиши и кривошипа ведомого вала) с осью Ax.

Для определения аналогов i'_{32} и i'_{42} угловых ускорений ε_3 и ε_4 клавиши и кривошипа ведомого вала (звеньев 3 и 4) используется вторая производная уравнения (8) по обобщенной координате φ_2 :

$$i'_{32} = \frac{l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_4) - i_{42}^2 l_4 - i_{32}^2 l_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_4)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_4)}, \quad (11)$$

$$i'_{42} = \frac{l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) - i_{32}^2 l_3 - i_{42}^2 l_4 \cos(\varphi_4 - \varphi_3)}{l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}. \quad (12)$$

Значения угловых скоростей ω_3 и ω_4 , угловых ускорений ε_3 и ε_4 клавиши и кривошипа ведомого вала определяются по формулам:

$$\omega_3 = i_{32} \omega_2 \text{ и } \omega_4 = i_{42} \omega_2, \quad (13)$$

$$\varepsilon_3 = i'_{32} \omega_2^2 + i_{32} \varepsilon_2 \text{ и } \varepsilon_4 = i'_{42} \omega_2^2 + i_{42} \varepsilon_2, \quad (14)$$

где ω_2 и ε_2 – угловая скорость и ускорение кривошипа ведущего вала (звена 2).

Координаты шарниров четырехзвенного механизма (рисунок 3) в системе координат xAy определяются из уравнений:

$$\begin{aligned} x_A = 0, \quad y_A = 0; \quad x_B = l_1 \cos\varphi_1, \quad y_B = l_1 \sin\varphi_1; \quad x_C = l_1 \cos\varphi_1 + l_2 \cos\varphi_2, \\ y_C = l_1 \sin\varphi_1 + l_2 \sin\varphi_2; \quad x_D = l_4 \cos\varphi_4, \quad y_D = l_4 \sin\varphi_4. \end{aligned} \quad (15)$$

Координаты центров масс G_2 и G_4 ведущего и кривошипов ведомого вала находятся на их продольных осях:

$$x_{G2} = l_1 \cos\varphi_1 + a_2 \cos\varphi_2, \quad y_{G2} = l_1 \sin\varphi_1 + a_2 \sin\varphi_2; \quad x_{G4} = a_4 \cos\varphi_4, \quad y_{G4} = a_4 \sin\varphi_4, \quad (16)$$

где a_2 и a_4 – расстояние от шарниров B и A до центров масс кривошипов ведущего и ведомого вала ($a_2 < l_2, a_4 < l_4$).

Координаты центра масс G_3 в системе координат xAy, как правило, смещены относительно линии CD и определяются по формулам:

$$x_{G3} = l_4 \cos\varphi_4 + \sqrt{a_{3x0}^2 + a_{3y0}^2} \cdot \cos(\varphi_3 + \varphi_{\alpha30}), \quad (17)$$

$$y_{G3} = l_4 \sin\varphi_4 + \sqrt{a_{3x0}^2 + a_{3y0}^2} \cdot \sin(\varphi_3 + \varphi_{\alpha30}), \quad (18)$$

где a_{3x0} , a_{3y0} – координаты центра масс G_3 относительно шарнира D в горизонтальном положении звена 3 (параллельном положении относительно оси координат x_A ; угол φ_3 определяется выражением (6); $\varphi_{\alpha 30}$ – угол между осью, проходящей через шарниры C и D, и линией, проходящей через шарнир D и центр масс G_3 .

Расчет составляющих линейной скорости центра масс G_3 клавиши (звена 3) осуществляется дифференцированием по времени функции его координат (17) и (18):

$$V_{xG3} = \frac{dx_{G3}}{dt} = -l_4 \omega_4 \sin \varphi_4 - l_{DG3} \omega_3 \sin(\varphi_3 + \varphi_{G30-3}), \quad (19)$$

$$V_{yG3} = \frac{dy_{G3}}{dt} = l_4 \omega_4 \cos \varphi_4 + l_{DG3} \omega_3 \cos(\varphi_3 + \varphi_{G30-3}). \quad (20)$$

$$\text{где } l_{DG3} = \sqrt{a_{3x0}^2 + a_{3y0}^2}.$$

Линейные ускорения центра масс G_3 по осям Ax и Ay определяются дифференцированием линейных скоростей V_{xG3} (19) и V_{yG3} (20) по времени:

$$W_{xG3} = \frac{dV_{xG3}}{dt} = -l_4 (\varepsilon_4 \sin \varphi_4 + \omega_4^2 \cos \varphi_4) - l_{DG3} (\varepsilon_3 \sin(\varphi_3 + \varphi_{G30-3}) + \omega_3^2 \cos(\varphi_3 + \varphi_{G30-3})), \quad (21)$$

$$W_{yG3} = \frac{dV_{yG3}}{dt} = l_4 (\varepsilon_4 \cos \varphi_4 - \omega_4^2 \sin \varphi_4) + l_{DG3} (\varepsilon_3 \cos(\varphi_3 + \varphi_{G30-3}) - \omega_3^2 \sin(\varphi_3 + \varphi_{G30-3})). \quad (22)$$

Силовой анализ. Для определения нагрузок в шарнирах соломотряса вследствие действия сил и моментов инерции используется метод кинетостатики [16].

Силы и моменты инерции пропорциональны ускорениям и рассчитываются по формулам:

$$F_{Gi} = -W_{Gi} m_i, \quad M_i = -\varepsilon_i J_i, \quad (23)$$

где F_{Gi} – сила инерции i -ого звена механизма, приложенная в центре масс i -ого звена; W_{Gi} – ускорение центра масс i -ого звена механизма; M_i – момент пары сил i -ого звена; ε_i – угловое ускорение i -ого звена; J_i – момент инерции i -ого звена относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной к плоскости движения звена.

При составлении расчётных схем для определения реакций в шарнирах соломотряса принято, что составляющие сил направлены вдоль осей координат, моменты пар сил инерции направлены против часовой стрелки. Кроме того, к центру масс каждого звена приложена сила тяжести G_i , направленная всегда вниз. Расчётная схема двухповодковой группы первого вида, состоящей из кривошипа ведомого вала (звено 4) и клавиши (звено 3), представлена на рис.4 (а).

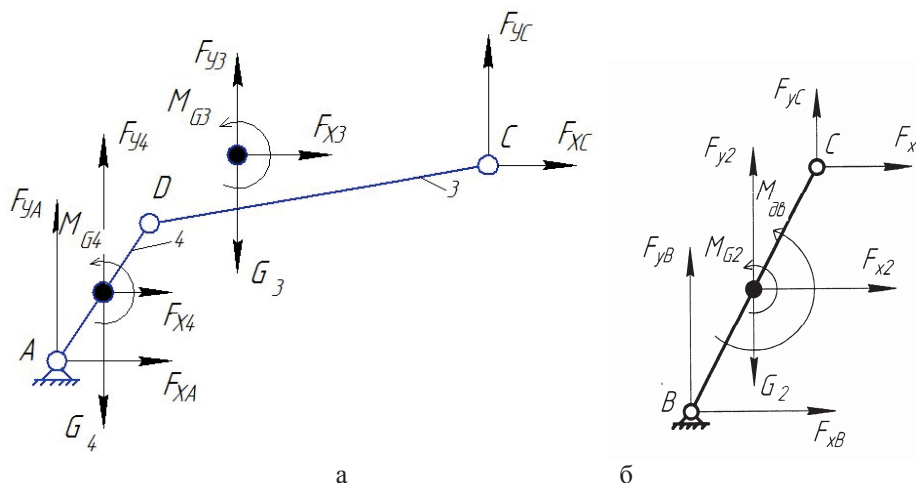


Рисунок 4 – Расчетная схема для определения реакций кинематической пары (а) и звена 2 (б)
 Источник: разработано авторами

Неизвестные реакции F_{xA} , F_{yA} , F_{xC} , F_{yC} определяются по принципу Д’аламбера из уравнений равновесия сил и моментов кинематической пары (рисунок 4, а), которые при условиях $m_4 = 0$, $J_4 = 0$ равны:

$$F_{xA} = \frac{l_{xAD}}{l_{yAD}} F_{yA}, \quad F_{yA} = \frac{F}{l_{xCD}} - (F_{yG3} - G_3) - \frac{l_{yCD}}{l_{xCD}} F_{xC}, \quad (24)$$

$$F_{xC} = \frac{\frac{l_{xAD}}{l_{yAD}} \left[(F_{yG3} - G_{G3}) - \frac{F}{l_{xCD}} \right] - F_{xG3}}{1 - \frac{l_{xAD}}{l_{yAD}} \frac{l_{yCD}}{l_{xCD}}}, \quad F_{yC} = \frac{l_{yCD}}{l_{xCD}} F_{xC} - \frac{F}{l_{xCD}}, \quad (25)$$

где $l_{xAD} = x_A - x_D$, $l_{yAD} = y_A - y_D$;
 $l_{xG3D} = x_{G3} - x_D$, $l_{yG3D} = y_{G3} - y_D$;
 $l_{xCD} = x_C - x_D$, $l_{yCD} = y_C - y_D$;
 $F = (F_{yG3} - G_3)(x_{G3} - x_D) - F_{xG3}(y_{G3} - y_D)$.

Реакции в шарнире D определяются из уравнений равновесия сил звена 3:

$$F_{xD} + F_{xG3} + F_{xC} = 0, \quad F_{yD} + (F_{yG3} - G_3) + F_{yC} = 0. \quad (26)$$

Модули и углы векторов реакций в шарнирах А, С и D вычисляются по формулам:

$$F_A = \sqrt{F_{xA}^2 + F_{yA}^2}, \quad \varphi_A = \arctg \frac{F_{yA}}{F_{xA}}, \quad (27)$$

$$F_C = \sqrt{F_{xC}^2 + F_{yC}^2}, \quad \varphi_C = \arctg \frac{F_{yC}}{F_{xC}}, \quad (28)$$

$$F_D = \sqrt{F_{xD}^2 + F_{yD}^2}, \quad \varphi_D = \arctg \frac{F_{yD}}{F_{xD}}. \quad (29)$$

Составляющие реакции F_{xB} и F_{yB} в шарнире В определяются из уравнений равновесия звена 2 (рисунок 4, б) по формулам:

$$F_{xB} = -F_{xG2} - F_{xC(B)}, \quad F_{yB} = -(F_{yG2} - G_2) - F_{yC(B)}. \quad (30)$$

Момент $M_{\partial B}$ выражается из уравнения равновесия моментов звена 2 относительно точки В (рисунок 4, б):

$$M_{\partial B} = -(F_{yG2} - G_2)(x_2 - x_B) + F_{xG2} \cdot (y_2 - y_B) - F_{yC(B)}(x_c - x_B) + F_{xC(B)}(y_c - y_B) - M_{G2}, \quad (31)$$

где $F_{xC(B)} = -F_{xC}$, $F_{yC(B)} = -F_{yC}$.

Модуль и угол вектора реакции в шарнире В определяются по формулам:

$$F_B = \sqrt{F_{xB}^2 + F_{yB}^2}; \quad \varphi_B = \arctg \frac{F_{yB}}{F_{xB}}. \quad (32)$$

Силовое воздействие на раму от статической неуравновешенности соломотряса. Для определения величины силового воздействия на раму зерноуборочных комбайнов от статической неуравновешенности соломотряса необходимо просуммировать реакции на опорах А и В от неуравновешенности приводов всех клавиш.

С учетом одинаковой конструкции всех клавиш, выражения для расчёта составляющих суммарных реакций на опорах А и В по осям Ax и Ay можно представить в виде:

$$F_{ASx} = F_A (\cos \varphi_{4I} + \cos \varphi_{4II} + \cos \varphi_{4III} + \cos \varphi_{4IV} + \cos \varphi_{4V}), \quad (33)$$

$$F_{ASy} = F_A (\sin \varphi_{4I} + \sin \varphi_{4II} + \sin \varphi_{4III} + \sin \varphi_{4IV} + \sin \varphi_{4V}), \quad (34)$$

$$F_{BSx} = F_B (\cos \varphi_{2I} + \cos \varphi_{2II} + \cos \varphi_{2III} + \cos \varphi_{2IV} + \cos \varphi_{2V}), \quad (35)$$

$$F_{BSy} = F_B (\sin \varphi_{2I} + \sin \varphi_{2II} + \sin \varphi_{2III} + \sin \varphi_{2IV} + \sin \varphi_{2V}). \quad (36)$$

Анализ выражений (33)–(36) свидетельствует о том, что составляющие суммарных реакций на опорах А и В по осям Ax и Ay от неуравновешенности соломотряса определяются произведениями реакций на опоры от неуравновешенности одной клавиши на сумму соответственно косинусов и синусов углов смещения кривошипов коленчатых валов соломотряса.

Равномерное по окружности расположение кривошипов ведомого и ведущего коленчатых валов соломотряса характеризуется выполнением условий:

$$\cos \varphi_{4I} + \cos \varphi_{4II} + \cos \varphi_{4III} + \cos \varphi_{4IV} + \cos \varphi_{4V} = 0, \quad (37)$$

$$\sin\varphi_{4I} + \sin\varphi_{4II} + \sin\varphi_{4III} + \sin\varphi_{4IV} + \sin\varphi_{4V} = 0, \quad (38)$$

$$\cos\varphi_{2I} + \cos\varphi_{2II} + \cos\varphi_{2III} + \cos\varphi_{2IV} + \cos\varphi_{2V} = 0, \quad (39)$$

$$\sin\varphi_{2I} + \sin\varphi_{2II} + \sin\varphi_{2III} + \sin\varphi_{2IV} + \sin\varphi_{2V} = 0. \quad (40)$$

Таким образом, для равномерно расположенных клавиш одинаковой конструкции (с равными массами m_i и моментами инерции J_i относительно осей, проходящих через центр масс и перпендикулярных к плоскости движения), учитывая (37)–(40), составляющие суммарных реакций на опорах А и В по осям Ax и Ay , а следовательно, и сами суммарные реакции на опорах А и В от статической неуравновешенности соломотряса F_{AS} и F_{BS} равны 0.

Пример расчёта. Для определения кинематических характеристик соломотряса, ведущий вал которого вращается с постоянной угловой скоростью ($\omega_2 = 183$ об/мин), а также силового воздействия соломотряса на раму, рассмотрен пример расчёта клавишного соломотряса с геометрическими параметрами: $x_{AB} = 2.0551$ м, $y_{AB} = 0.432$ м (рисунок 2), $a_{3x0} = 0.755$ м, $a_{3y0} = 0.2384$ м, $\varphi_{\alpha 30} = 0.3058$ рад.

Результаты расчёта углов поворота клавиши и кривошипа ведомого вала (звеньев 3 и 4) в зависимости от угла поворота кривошипа ведущего вала (звена 2) показывают, что положение кривошипа ведущего вала не влияет на угол поворота клавиши и прямо пропорционально связано с углом кривошипа ведомого вала. Анализ зависимостей (13) – (14) свидетельствует о том, что поскольку кривошип ведущего вала вращается с постоянной скоростью, угловые ускорения всех звеньев равны 0, угловая скорость звена 3 также равна 0, звено 4 вращается с постоянной скоростью, которая численно равна угловой скорости ведущего звена 2. Траектории шарниров С и D и центра масс G_3 звена 3 приведены на рис. 5.

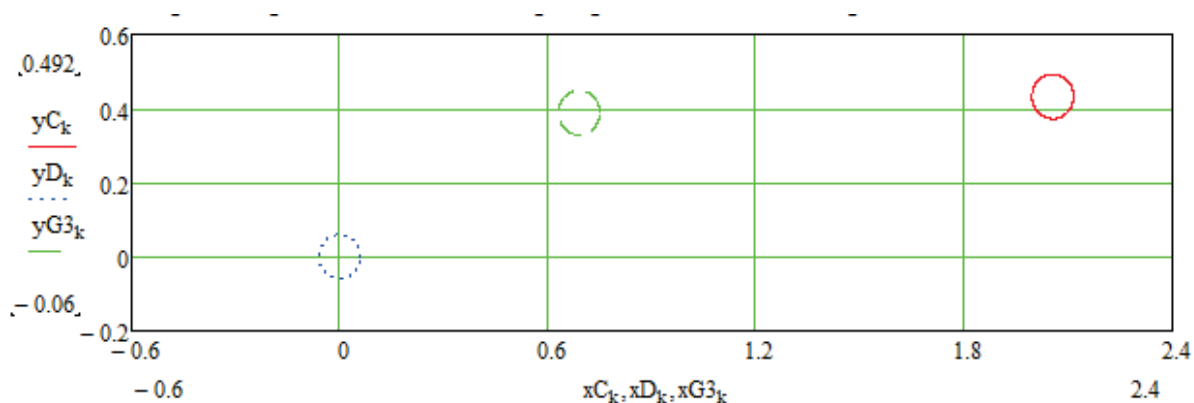


Рисунок 5 – Траектории шарниров С и D и центра масс G_3 клавиши в системе координат xAy в м

Источник: разработано авторами

Графики изменения составляющих W_{xG_3} и W_{yG_3} линейного ускорения центра масс G_3 клавиши в зависимости от угла поворота кривошипа ведущего вала по осям Ax и Ay приведены на рис. 6.

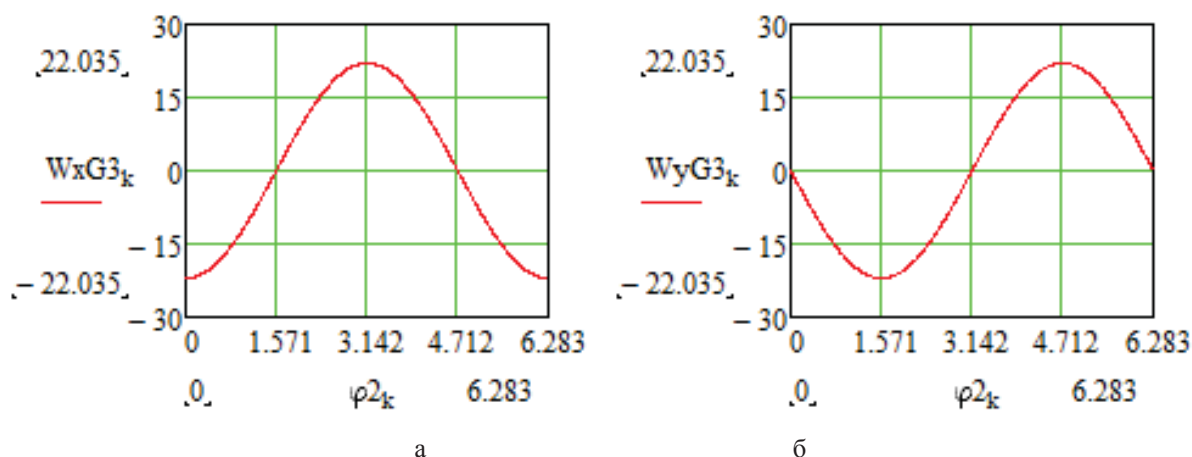


Рисунок 6 – Зависимости составляющих линейного ускорения центра масс G_3 клавиши от угла поворота кривошипа ведущего вала в рад по осям A_x (а) и A_y (б)

Источник: разработано авторами

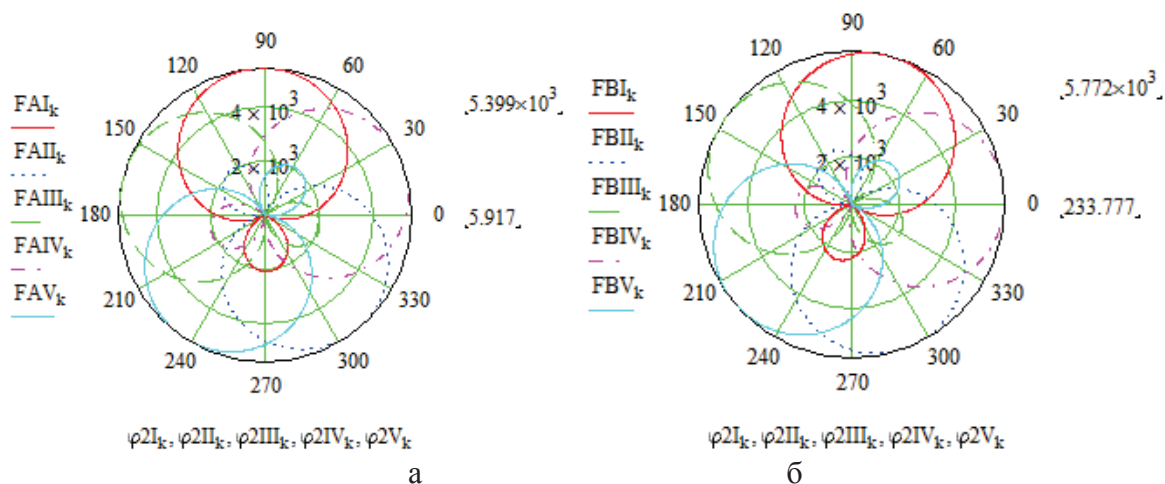
Расчет реакций на опорах А и В от неуравновешенности клавиш осуществляется с учетом углов смещения кривошипов ведущего и ведомого валов соломотряса, численные значения которых приведены в таб. 1.

Таблица 1 – Значения углов смещения кривошипов ведущего и ведомого коленчатых валов соломотряса

Номер клавиши	Угол смещения кривошипов коленчатых валов, град
I	0
II	216
III	72
IV	288
V	144

Источник: разработано авторами.

Результаты расчета реакций на опоры А и В от статической неуравновешенности всех пяти клавиш соломотряса представлены на рис. 7.

Рисунок 7 – Годографы реакций FA_i (а) и FB_i (б) в Н на опорах соломотряса

Источник: разработано авторами

Таким образом, выполненный анализ годографов реакций на опорах А и В (рис. 7) свидетельствует о том, что при радиальном расположении кривошипов с размещением шеек для крепления клавиш в вершинах пентагона (выполнение условий (37)-(40)) реакции на опорах соломотряса статически уравниваются силами инерции клавиш. При этом силовое воздействие от каждой клавиши в отдельности носит знакопеременный характер, максимальное расчётное значение на опору А составляет 5,4 кН, на опору В – достигает 5,77 кН.

Выводы. Разработана математическая модель пятиклавишного соломотряса зерноуборочного комбайна, приводимого в движение коленчатым валом с радиальными кривошипами, позволяющая рассчитывать реакции в шарнирах и параметры его статической неуравновешенности. Данная модель после незначительных преобразований может использоваться для кинематических и силовых расчётов клавишных соломотрясов с любым количеством клавиш.

Показано, что силовое воздействие на раму зерноуборочных комбайнов от клавишного соломотряса может быть уравновешено силами инерции его клавиш. Статическая уравновешенность соломотряса достигается при радиальном расположении кривошипов с размещением шеек для крепления клавиш в вершинах правильного многоугольника (для пятиклавишного соломотряса – пентагона). Поэтому одним из основных условий отсутствия силового воздействия соломотряса на раму является изготовление коленчатых валов с радиально направленными к вершинам правильного многоугольника кривошипами и точное выполнение проектных решений в производстве комбайнов.

Список литературы

1. Трубилин Е.И., Абликлов В.А. Машини для уборки сільськогосподарських культур (конструкції, теорія і розрахунок). КГАУ, Краснодар, 2010. 325 с.
2. Черноволов В.А., Несмиян А.Ю., Арженовский А.Г. Сельскохозяйственные машины: обоснование параметров рабочих органов зерноуборочного комбайна : учебн. пособ. по курс. и дипл. проект. Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2013. 145 с.
3. Ларюшин, Н.П. Сельскохозяйственные машины (раздел «Зерноуборочные комбайны»): учебное пособие . Пенза: РИО ПГСХА, 2011. 243 с.
4. Лекция 9. Зерноуборочные комбайны. / Научная электронная библиотека. URL: <https://monographies.ru/en/book/section?id=12148> (дата доступа: 18.10.2019).

5. Дубовик Д.А., Еловой О.М., Бакалова Л.Ю. Основные направления развития автотракторокомбайностроения. Минск: Объединённый институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси, 2014. 176 с.
6. Гомсельмаш. Комбайны и сельхозтехника ПАЛЕССЕ. URL: <https://www.gomselmash.by/produktsiya/zernouborochnye-kombainy/> (дата доступа: 18.10.2019).
7. Официальный сайт компании John Deere в России. URL: <https://www.deere.ru/ru/зерноуборочные-комбайны/> (дата доступа: 18.10.2019).
8. Зерноуборочные комбайны Claas. URL: <https://www.claas.ru/produktsiya/zyernouborochnyye-kombajny/> (дата доступа: 18.10.2019).
9. New Holland URL: <http://www.newholland.su/> (дата доступа: 18.10.2019).
10. Верещагин Н. И., Скороходов А. Н., Левшин А.П. Организация и технология механизированных работ в растениеводстве. Москва: Академия, 2003 416 с.
11. Тарасенко, А.П., Солнцев В.Н., Гребнев В.П. Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства . Москва: КолосС, 2004. 552 с.
12. Халанский В. М., Горбачев И. В. Сельскохозяйственные машины . Москва: КолосС, 2004. 624 с.
13. Дубовик Д.А. Снижение энергозатрат многоприводных колесных машин путем совершенствования механических приводов ведущих колес: автореф. дис. на соискание уч. степени д-ра техн. наук: 05.05.03. Могилев, 2012. 44 с.
14. 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. 61–72.
15. Кинематический и силовой анализ двухстанной очистки зерноуборочного комбайна / Д.А. Дубовик, В.И. Прибыльский, А.А. Новиков, А.Н. Вырский. *Проблемы машиностроения и надёжности машин*. 2019. № 6. С. 78-90.
16. Артоболовский, И.И. Теория механизмов и машин. Москва: Транспортная компания, 2016. 639 с.

References

1. Trubilin, E. I., & Alikov, V. A. (2010). *Mashiny dlia uborki selskohozyaistvennyh kultur (konstruktsii, teoriya i raschet) [Machines for harvesting crops (design, theory and calculation)]*. Krasnodar: KubSAU [in Russian].
2. Chernovolov, V. A., Nesmiyan, A.Yu., & Arzhenovskii A.G. (2013). *Selskohozyaistvennyye mashiny: obosnovanie parametrov rabochih organov zernouborochnogo kombaina : uchebnoe posobie po kursovomu i diplomnomu proektirovaniuu [Agricultural machines: justification of the parameters of the working bodies of the grain harvester: a textbook on course and diploma design]*. Zernograd: FGBOU VPO ACHGAA [in Russian].
3. Lariushin, N.P. (2011). *Selskohozyaistvennyye mashiny (razdel «Zernouborochnye kombainy»): uchebnoe posobie [Agricultural machines (section "Grain harvesters"): tutorial]*. Penza: RIO PGSKHA [in Russian].
4. Lektsia 9. Zernouborochnye kombainy / Nauchnaia elektronnaia biblioteka [Lecture 9. Grain harvesters / Scientific electronic library]. *monographies.ru*. Retrieved from <https://monographies.ru/en/book/section?id=12148> [in Russian].
5. Dubovik, D. A., Elovoi O.M., & Bakalova, L.Yu. (2014). *Osnovnye napravleniia razvitiia avtotraktorokombainostroeniia [The main directions of development agricultural machinery engineering]*. Minsk: Joint Institute of mechanical engineering of the National Academy of Sciences of Belarus [in Russian].
6. Gomselmash. Kombainy i selhoztehnika PALESSE [Gomselmash. Harvesters and agricultural machinery PALESSE]. *gomselmash.by*. Retrieved from <https://www.gomselmash.by/produktsiya/zernouborochnye-kombainy/> [in Russian].
7. Ofitsialnyi sait kompanii John Deere v Rossii [Official site John Deere in Russia]. *deere.ru*. Retrieved from <https://www.deere.ru/ru/зерноуборочные-комбайны/> [in Russian].
8. Zernouborochnye kombainy Claas [Claas combine harvesters]. *claas.ru*. Retrieved from <https://www.claas.ru/produktsiya/zyernouborochnyye-kombajny/> [in Russian].
9. New Holland [New Holland]. *newholland.su*. Retrieved from <http://www.newholland.su/> [in Russian].
10. Vereshchagin, N. I., Skorohodov, A. N., & Levshin, A.P. (2003). *Organizatsiia i tekhnologiia mekhanizirovannyh rabot v rastenievodstve [Organization and technology of mechanized works in crop production]*. Moscow: Akademiya [in Russian].

11. Tarasenko, A.P., Solntsev, V.N., & Grebnev, V.P. (2004). *Mekhanizatsiia i elektrifikatsiia sel'skohozaistvennogo proizvodstva [Mechanization and electrification of agricultural production]*. Moscow: KolosS [in Russian].
12. Khalanskii, V. M., & Gorbachev, I. V. (2004). *Selskohozaistvennye mashiny [Agricultural vehicles]*. Moscow: KolosS [in Russian].
13. Dubovik, D.A. (2012). Snizhenie energozatrat mnogoprivodnykh kolesnykh mashin putem sovershenstvovaniia mekhanicheskikh privodov vedushchikh koles [Reduction of energy consumption of multi-wheel drive machines by improving the mechanical drives of the driving wheels]. *Extended abstract of Doctor's thesis*. Mogilev [in Russian].
14. Dubovik, D.A., & Pribylskii, V. I. (2016). Hidroobemno-mekhanicheskie transmissii mobilnykh mashin. Kinematicheskii i silovoi raschet [Hydraulic-mechanical transmissions of mobile machines. Kinematic and power calculation]. *Vestsi Natsyianal'nai akademii navuk Belarusi. Seryia fizika-tekhnichnykh navuk*, 4, 61-72 [in Russian].
15. Dubovik, D.A., Pribylskii, V.I., Novikov, A.A. & Vyrskii, A.N. (2019). Kinematicheskii i silovoi analiz dvuhstanoi ochistki zernouborochnogo kombaina [Kinematic and power analysis of two-sieve grain cleaning system of a combine harvester]. *Problemy mashinostroeniia i nadezhnosti mashin. – Problems of mechanical engineering and machine reliability*, 6, 78-90 [in Russian].
16. Artobolevskii, I.I. (2016). *Teoriia mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]*. Moscow: Transportnaia kompaniia [in Russian].

Dmitri Dubovik, Assoc. Prof., DSc., **Volha Baran**, **Siarhei Chapialevich**

State Scientific Institution "Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, Belarus

Aliaksandr Shantyka, **Aliaksei Vyrskii**

Scientific and Technical Center for Combine-Building of Joint Stock Company «Gomselmash», Gomel, Belarus;

Taisa Boyka, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Educational Institution "Belarusian State Agrarian Technical University", Minsk, Belarus

Kinematic and Power Analysis of a Key Straw Walker of a Grain Harvester

The aim of this work is to determine the magnitude of the force impact on the frame of grain harvesters from the imbalance of key straw walkers. To achieve this goal, a structural, kinematic and power analysis of a five-key straw walker was carried out.

Based on the performed structural analysis of the key straw walker, a design scheme with a combination of five similar articulated four-link mechanisms for the five-key straw walker of the grain harvester is presented. A mathematical model of a five-key straw walker of a grain harvester driven by a crankshaft with radial cranks has been developed, which allows calculating the reactions in the hinges and the parameters of its static imbalance. Using the method of closed vector contours, analytical dependences of coordinates, velocities and accelerations of characteristic points of links on the angle of rotation of the leading link are obtained. Using kinetostatic method, the dependences of the loads of the straw walker links on the action of forces and force moments of inertia are determined. The alternating character of the force action of each key separately on the bearings of the driving and driven straw walker crankshafts is established. The numerical values of the force action of the individual keys on the frame of the grain harvester, as well as the loads acting in the movable hinges of the straw walker, are determined.

It is shown that the force action on the frame of harvesters from the straw walker can be balanced by the inertia of its keys. Static balance of the straw walker is achieved with a radial arrangement of cranks with placement of necks for fastening keys at the vertices of a regular polygon (for the five-key straw walker – the pentagon). One of the main conditions for the absence of the impact of the straw walker on the harvester frame is the manufacture of crankshafts with cranks radially directed to the vertices of the regular polygon and the exact implementation of design decisions in the production of harvesters.

grain harvester, key straw walker, design scheme, method of closed vector contours, kinematic analysis, kinetostatic method, force analysis, inertia force, support reaction, static imbalance

Одержано (Received) 01.11.2019

Прорецензовано (Reviewed) 28.11.2019

Прийнято до друку (Approved) 23.12.2019