DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

Оригинальное исследование

Анализ уравновешенности кривошипно-ползунного механизма привода режущего аппарата методом векторов главных точек

А.В. Котов

Сейсмотехника, Гомель, Республика Беларусь

АННОТАЦИЯ

Обоснование. При движении кривошипно-ползунного механизма привода режущего аппарата навесной косилки, различные точки его звеньев движутся с ускорениями, в результате чего возникают силы инерции, которые вызывают дополнительные нагрузки в кинематических парах, существенно влияющие на прочность всех элементов конструкции. Снизить действующую динамическую нагрузку можно за счет уравновешивания инерционных сил и моментов, что достигается за счет рационального размещения и подбора масс соответствующих противовесов.

Цель работы. В специальной технической литературе уравновешивание механизмов методом векторов главных точек не нашло широкого распространения в виду того, что для эффективного применения данного метода требуются соответствующие математические модели рычажных механизмов, основанные на векторном анализе. Совместное применение данного метода с представленной в работе математической моделью кривошипно-ползунного механизма, основанного на применение векторного анализа, открывает новые возможности исследования в данном направлении.

Методы. Представлена математическая модель кривошипно-ползунного механизма привода режущего аппарата, основанная на применении векторного анализа, который долгое время успешно применяется автором при проектировании различных рычажных механизмов. Предлагаемый метод векторного анализа базируется на методе преобразования координат.

Результаты. Представленная математическая модель кривошипно-ползунного механизма привода режущего аппарата позволила описать кинематику всех его характерных точек, определить траекторию движения вектора общего центра масс и его ускорение. С помощью метода векторов главных точек был проведен анализ уравновешенности рассматриваемого механизма, а также подобраны параметры противовесов (массы и плечи их установки) на продолжении звеньев, позволив обеспечить полное статическое и три случая частичного уравновешивания механизма. Кроме того, были получены различные графические зависимости.

Заключение. Применение метода векторов главных точек совместно с разработанной математической моделью кривошипно-ползунного механизма привода режущего аппарата, основанной на применении векторного анализа, позволило провести анализ уравновешенности рассматриваемого механизма, а также осуществить полное и три случая его частичного статического уравновешивания.

Ключевые слова: кривошипно-ползунный механизм; режущий аппарат; векторный анализ; уравновешивание; противовес; центр масс; метод векторов главных точек.

Как цитировать:
Котов А.В. Анализ уравновешенности кривошипно-ползунного механизма привода режущего аппарата методом векторов главных точек // Тракторы и сельхозмашины. 2024. Т. 91, № 2. С. 167–180. DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

Рукопись получена: 07.10.2023 **Рукопись одобрена:** 26.05.2024 **Опубликована online:** 20.06.2024

Статья доступна по лицензии CC BY-NC-ND 4.0 International
© Эко-Вектор, 2024

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

Original Study Article

Analysis of the balance of the crank-slider drive mechanism of the cutting apparatus by the method of principal point vectors

Andrey V. Kotov

Seismotekhnika, Gomel, Republic of Belarus

ABSTRACT

BACKGROUND: During the motion of the crank-slider drive mechanism of the cutting apparatus of a mounted mower, various points of its links move with acceleration, leading to arise of inertial forces, which cause additional loads in kinematic pairs, significantly affecting the strength of all structural elements. The effective dynamic load can be reduced by balancing inertial forces and moments, which is achieved through optimal placement and selection of the masses of the corresponding counterweights.

AIM: In the special technical literature, balancing of mechanisms using the method of principal point vectors is not widely used due to demand of appropriate mathematical models of lever mechanisms based on vector analysis for the effective application of this method. The combined use of this method with the mathematical model of the crank-slider mechanism presented in the work, based on the use of vector analysis, opens up new research opportunities in this direction.

METHODS: A mathematical model of the crank-slider drive mechanism of the cutting apparatus, based on the use of vector analysis, which has been successfully used by the author for a long time in the design of various lever mechanisms, is presented. The proposed vector analysis method is based on the coordinate transformation method.

RESULTS: The presented mathematical model of the crank-slider drive mechanism of the cutting apparatus made it possible to describe the kinematics of all its hardpoints, to determine the motion path of the vector of the general center of mass and its acceleration. Using the principal point vector method, an analysis of the balance of the studied mechanism was carried out, and the parameters of the counterweights (mass and mount arms) on the extension of the links were selected, helping to ensure complete static balancing and three cases of partial balancing of the mechanism. In addition, various graphical dependencies were obtained.

CONCLUSION: The use of the method of principal point vectors together with the developed mathematical model of the crank-slider drive mechanism of the cutting apparatus, based on the use of vector analysis, made it possible to analyze the balance of the studied mechanism, as well as to carry out a complete static balancing and three cases of its partial static balancing.

Keywords: crank-slider mechanism; cutting apparatus; vector analysis; balancing; counterweight; center of mass; principal point vector method.

To cite this article:
Kotov AV. Analysis of the balance of the crank-slider drive mechanism of the cutting apparatus by the method of principal point vectors. *Tractors and Agricultural Machinery.* 2024;91(2):167–180. DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

Received: 07.10.2023 **Accepted:** 26.05.2024 **Published online:** 20.06.2024

moscow polytech

The article can be used under the CC BY-NC-ND 4.0 International license
© Eco-Vector, 2024

ECO•VECTOR

ВВЕДЕНИЕ

Как известно, для ножа режущего аппарата (РА) уборочной машины, совершающего возвратно-поступательное движение, широкое применение нашли три основных вида механизмов привода: кривошипно-ползунный, кривошипно-коромысловый и кривошипно-кулисный [1]. До недавнего времени среди существующих механизмов привода РА уборочных машин преобладали механизмы кривошипно-ползунного типа. Однако, на сегодняшний день в современных высокопроизводительных уборочных машинах кривошипно-ползунные механизмы (КПМ) привода РА почти полностью вытеснены планетарными приводами. Данный привод помимо многочисленных своих достоинств, обладает важным преимуществом с точки зрения его уравновешенности, являясь кинематически более совершенным, планетарный привод позволяет полностью разгружать РА, как от поперечных, так и от вертикальных нагрузок [2]. Но, несмотря на это, КПМ все еще уверенно занимает нишу в качестве привода РА навесных сегментно-пальцевых косилок ввиду простоты изготовления и эксплуатации данного механизма по сравнению с другими известными приводами.

При движении КПМ привода РА навесной косилки, различные точки его звеньев движутся с ускорениями, в результате чего возникают силы инерции, которые вызывают дополнительные нагрузки в кинематических парах. Такие нагрузки, изменяясь по величине и направлению, передаются на несущую конструкцию рамы косилки, вызывая ее вибрацию и колебания. Учитывая, что рама навесной косилки имеет относительно низкую жесткость, динамическая нагруженность оказывает существенное влияние на прочность всех элементов ее конструкции. Во многих работах, посвященных исследованию динамической нагруженности рам от воздействия инерционных сил и моментов [3], отмечается их пагубное влияние на прочность и долговечность всех элементов конструкции.

Снизить действующую на раму навесной косилки динамическую нагрузку можно за счет уравновешивания инерционных сил и моментов в КПМ привода РА, что достигается за счет рационального размещения и подбора масс соответствующих противовесов на продолжении звеньев механизма. Известные методы и средства статического уравновешивания рычажных механизмов достаточно полно изложены в различных работах [4, 5] из которых на практике наибольшую популярность получил метод замещающих масс в виду своей относительной простоты и наглядности. С развитием и совершенствованием компьютерных методов оптимизации, перспективным направлением в уравновешивании рычажных механизмов получают методы, основанные на оптимизационном поиске параметров противовесов (их масс и плеч установки), позволяющих минимизировать величины главных векторов силы и момента сил инерции механизма [6].

Представленное в работах [7, 8] статическое уравновешивание плоских рычажных механизмов методом векторов главных точек не нашло широкого распространения в виду того, что для эффективного применения данного метода требуются соответствующие математические модели рычажных механизмов, основанные на векторном анализе. Однако, представленный в данной работе метод аналитического описания математической модели КПМ привода РА, основанный на применение векторного анализа, в сочетании со статическим уравновешиванием методом векторов главных точек, открывает новые перспективы исследования в данном направлении. Указанное сочетание позволяет простым и наглядным способом осуществлять статическое уравновешивание плоских рычажных механизмов, а также легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

В данной работе рассмотрено совместное использование метода аналитического описания математической модели КПМ привода РА уборочной машины, основанного на применении векторного анализа, с его уравновешиванием методом векторов главных точек. Это открывает новые возможности исследования в данном направлении, позволяя оперативно оценивать степень уравновешенности различных рычажных механизмов и в случае необходимости проводить их полное или частичное статическое уравновешивание путем подбора соответствующих масс и плеч установки противовесов на продолжении звеньев.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Описание конструкции и расчетной схемы

На рис. 1 приведен общий вид наиболее распространенной конструкции привода сегментно-пальцевого РА навесной косилки с помощью КПМ. Согласно рис. 1, вращение с ведомого шкива 1 клиноременной передачи передается на угловой конический редуктор 2, который преобразует вращательное движение в возвратно-поступательное движение КПМ 3 привода РА 4 навесной косилки, который осуществляет срез растительной массы.

Широкое распространение получили схемы КПМ с аксиальным (центральным) приводом РА, для которых величина хода ножей равна двум радиусам кривошипа, а ось спинки ножа РА пересекает центр вращения кривошипа. Для некоторого увеличения хода ножа и соответственно его скорости применяют дезаксиальный привод РА, в котором центр вращения кривошипа смещен на некоторую величину (дезаксиал) относительно оси направляющей движения ножа [9].

На рис. 2 приведена кинематическая схема дезаксиального КПМ привода РА навесной косилки. Согласно приведенной схеме, вращение кривошипа OA осуществляется с заданной угловой скоростью ω вокруг

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

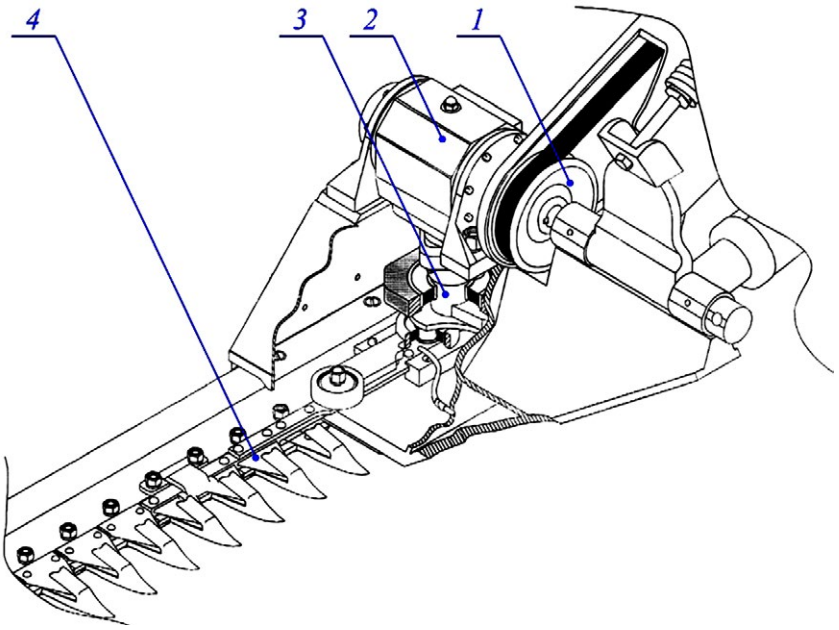

Рис. 1. Общий вид КПМ привода сегментно-пальцевого РА навесной косилки: *1* — ведомый шкив; *2* — редуктор конический; *3* — КПМ; *4* — РА.
Fig. 1. General view of the crank-slider drive mechanism of the segment-finger cutting apparatus of the mounted mower: *1* — driven pulley; *2* — a bevel reduction gear; *3* — the crank-slider mechanism; *4* — the cutting apparatus.

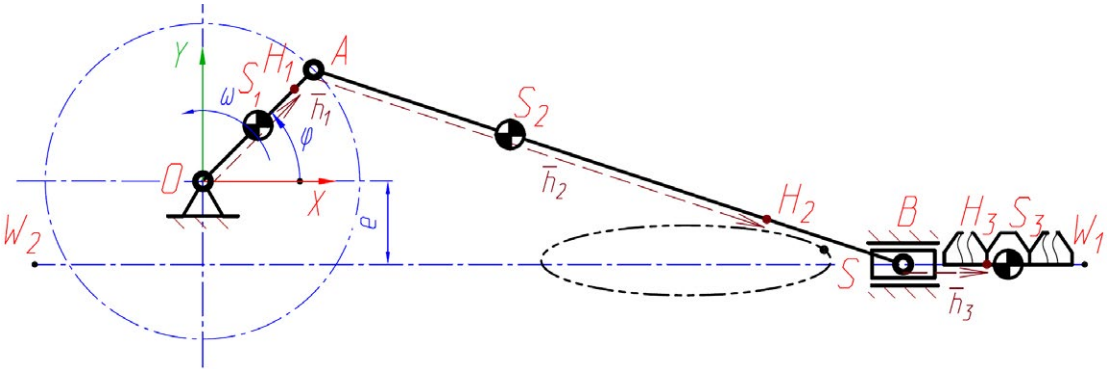

Рис. 2. Кинематическая схема дезаксиального КПМ привода РА.
Fig. 2. Kinematic scheme of the disaxial crank-slider drive of the cutting apparatus.

т. O неподвижного шарнира. При вращении кривошипа, расположенный в т. B ползун совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси направляющей W_1W_2 (расположенной с отрицательным дезаксиалом e относительно т. O), в результате чего происходит срез растительной массы ножом РА. При движении механизма общий центр масс (ЦМ) неуравновешенного КПМ привода РА, расположенный в т. S, совершает движение по некоторой замкнутой траектории с переменным вектором ускорения.

В учебной литературе достаточно полно представлены аналитические методы описания кинематики КПМ [4, 5, 7]. Однако все они рассмотрены при условии, что движение ползуна происходит вдоль оси направляющей, которая параллельна одной из осей принятой системы координат. Приведенная в данной работе математическая модель КПМ привода РА, основанная на применении векторного анализа, не содержит жесткой привязки оси направляющей движения ползуна КПМ к какой-либо локальной системе координат. Это делает предложенную математическую модель КПМ привода РА еще более простой, наглядной и универсальной при анализе аналогичных по структуре рычажных механизмов.

Аналитические зависимости и условные обозначения

Основой для составления математической модели КПМ привода РА является метод аналитического описания рычажных механизмов, основанный на применении векторного анализа, подробно представленный в работах [10, 11].

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

Для плоского рычажного механизма, к которому относится рассматриваемый КПМ привода РА (см. рис. 2), лежащего в плоскости XY, функцию аналитического преобразования одного вектора в другой при повороте вокруг оси Z можно представить в следующем виде:

$$TurnV_{Lnew}(\vec{V},\alpha,Lnew) = \\ = \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90+\alpha) & 0 \\ \cos(90-\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \vec{V} \cdot \frac{Lnew}{|\vec{V}|}, \quad (1)$$

где V — исходный поворачиваемый вектор (для упрощения записи пояснения символов, входящих в формулы, здесь и в дальнейшем при описании векторов будем опускать значок вектора «→»), м; α — угол поворота исходного вектора (принимается со знаком «+» при осуществлении поворота исходного вектора против хода часовой стрелки, а при повороте по ходу часовой стрелке — со знаком «–»), град; $Lnew$ — длина нового вектора, м.

Кроме того, в данной работе при описании аналитических зависимостей будут использоваться дополнительные выражения. Единичный вектор (орт) любого произвольного вектора будет находиться путем деления данного вектора на его длину:

$$Ort(\vec{V}) = \vec{V} / |\vec{V}|. \quad (2)$$

Единичные орты для каждой неподвижной оси принятой декартовой системы координат (см. рис. 2), представим в виде транспонированных векторов (для более компактной записи):

$$\vec{e}_X = (1 \quad 0 \quad 0)^T; \ \vec{e}_Y = (0 \quad 1 \quad 0)^T; \\ \vec{e}_Z = (0 \quad 0 \quad 1)^T. \quad (3)$$

Длины звеньев рычажного механизма будем обозначать тремя буквами латинского алфавита, где первой буквой всегда будет идти L, а две следующие буквы будут соответствовать обозначению точек рычажного механизма, которые соединяют данное звено (например, L_{AB}). Углы между звеньями рычажного механизма будем обозначать тремя буквами латинского алфавита, где средняя буква будет соответствовать точке с вершиной в данном угле (например, ABC — угол с вершиной в точке B).

Кинематический анализ механизма

Согласно кинематической схеме, приведенной на рис. 2, положение всех характерных точек КПМ привода РА определяется положением входного звена — кривошипа OA, которое в свою очередь однозначно определяется углом φ поворота кривошипа к горизонтальной оси X принятой системы координат. Данный угол принят в качестве обобщенной координаты при аналитическом описании кинематики КПМ, а в качестве исходных данных выступают длины звеньев (L_{OA} и L_{AB}), привязка ЦМ звеньев по соответствующим длинам (L_{OS1}, L_{AS2} и L_{BS3}), координаты неподвижных точек O (шарнира вращения кривошипа), W_1 и W_2 (точки, определяющие положение оси направляющей движения ползуна).

Аналитическое описание в векторах кинематики КПМ привода РА в зависимости от значения угла поворота кривошипа OA с учетом выражений (1) – (3) можно представить в следующем виде:

$$\vec{OA}(\varphi) = TurnV_{Lnew}(\vec{e}_X, \varphi, L_{OA}). \quad (4)$$

Выражением (4) получен относительный вектор звена OA путем поворота единичного вектора оси X на угол φ против хода часовой стрелки (перед углом стоит знак «+») с изменением его длины на заданную длину L_{OA} (радиус кривошипа).

С помощью следующих выражений описывается кинематика двух оставшихся характерных точек A и B (абсолютных векторов):

$$\vec{A}(\varphi) = \vec{O} + \vec{OA}(\varphi); \quad (5)$$

$$\vec{B}(\varphi) = Slider(\vec{A}(\varphi), L_{AB}, \vec{W}_1, \vec{W}_2, \vec{W}_1); \quad (6)$$

$$\vec{AB}(\varphi) = \vec{B}(\varphi) - \vec{A}(\varphi). \quad (7)$$

Необходимо отметить, что положение всех подвижных точек или звеньев описываемого КПМ привода РА является функцией угла поворота φ кривошипа, т.е. функцией от обобщенной координаты. Там, где обобщенная координата после обозначения вектора отсутствует, вектор не является функцией, а является неподвижной точкой или звеном.

Введем в описание кинематики КПМ привода РА дополнительные точки (S_1, S_2 и S_3, см. рис. 2) положения ЦМ для каждого звена, определив для них соответствующие относительные вектора:

$$\vec{OS}_1(\varphi) = TurnV_{Lnew}(\vec{OA}(\varphi), 0, L_{OS1}); \quad (8)$$

$$\vec{AS}_2(\varphi) = TurnV_{Lnew}(\vec{AB}(\varphi), 0, L_{AS2}); \quad (9)$$

$$\vec{BS}_3(\varphi) = TurnV_{Lnew}(\vec{W}_1 - \vec{W}_2, 0, L_{BS3}). \quad (10)$$

Используя выражения (8)–(9) можно получить относительные вектора положения ЦМ звеньев OA и AB путем поворота соответствующих данным звеньям векторов на нулевой угол с изменением их длины на известную длину привязки положения ЦМ. Для ползуна в качестве исходного поворачиваемого вектора в выражении (10) принят относительный вектор оси направляющей его движения, рассчитанный как разность известных абсолютных векторов точек W_1 и W_2. Полученные с помощью

выражений (8)–(10) относительные вектора являются коллинеарными к исходным поворачиваемым векторам соответствующих звеньев.

Тогда абсолютные вектора точек положения ЦМ всех звеньев найдем как:

$$\vec{S}_1(\varphi) = \vec{O} + \vec{OS}_1(\varphi);\ \vec{S}_2(\varphi) = \vec{A}(\varphi) + \vec{AS}_2(\varphi);$$
$$\vec{S}_3(\varphi) = \vec{B}(\varphi) + \vec{BS}_3(\varphi). \quad (11)$$

Таким образом, с помощью выражений (4)–(11) для рассматриваемого КПМ привода РА проведено аналитическое описание в векторах кинематики всей рассматриваемой системы в целом, включая положения ЦМ звеньев.

Стоит отметить, что в выражении (6) использована функция пользователя Slider (от англ. slider — «ползун»), которая позволяет рассчитать абсолютный вектор точки B ползуна КПМ для любого положения оси его направляющей без жесткой привязки к какой-либо системе координат, а также учесть одно из двух возможных условий сборки КПМ. Данная функция пользователя создана для удобства описания приведенной математической модели КПМ и представляет собой отдельную подпрограмму, позволяющую для заданных входных параметров определять один или несколько выходных параметров, заменяя собой большое число рутинных и лишенных наглядности промежуточных математических выкладок.

Приведенная функция пользователя, позволяющая рассчитать абсолютный вектор точки положения ползуна, может быть реализована с помощью стандартных функций и элементарных логических операторов в любом математическом пакете или языке программирования. Например, реализация рассматриваемой функции пользователя в математическом пакете PTC MathCAD представлена на рис. 3. Указанная функция пользователя приводится автором впервые и требует дополнительного пояснения, поэтому для облегчения последующего описания работы этой функции в правой части напротив каждой ее строки (см. рис. 3) указана внутренняя нумерация, а расчетная схема КПМ с условными обозначениями, используемыми в функции пользователя, приведена на рис. 4.

В строке (1), приведенной на рис. 3 функции пользователя, находится относительный вектор оси направляющей движения ползуна как разность между известными абсолютными векторами координат точек его оси W_2 и W_1. В строке (2) определяется вспомогательный относительный вектор в виде разности между абсолютными векторами точки W_1 и точки A начала шатуна (окончания кривошипа). Используя свойство двойного векторного произведения [12], которое заключается в разложении известного вектора на две компоненты, одна из которых будет параллельна, а вторая перпендикулярна заданному вектору, в сроке (3) находится относительный вектор вспомогательного звена AC, перпендикулярный оси направляющий движения ползуна (см. рис. 4). В строке (4), с помощью обратной тригонометрической функции, находится вспомогательный угол CAB.

При вращении кривошипа OA (см. рис. 4), точка A может занимать положение выше или ниже оси направляющей движения ползуна, что необходимо учитывать при выборе условия сборки механизма. Для этого в строке (5) используется свойство смешанного произведения векторов, а также функция, определяющая знак числа

$$\begin{aligned}
&\text{Slider}(A, L_{AB}, W_1, W_2, W) := \\
&\quad W_1W_2 \leftarrow W_2 - W_1 && (1)\\
&\quad AW_1 \leftarrow W_1 - A && (2)\\
&\quad AC \leftarrow \text{Ort}(W_1W_2) \times AW_1 \times \text{Ort}(W_1W_2) && (3)\\
&\quad CAB \leftarrow \text{acos}(|AC|/L_{AB}) && (4)\\
&\quad SGN \leftarrow \text{sign}(AW_1 \times W_1W_2 \cdot e_z) && (5)\\
&\quad \text{if } |AC| \neq 0 && (6)\\
&\quad\quad AB \leftarrow \text{TurnV}_{Lnew}(AC, -SGN \cdot CAB, L_{AB}) \text{ if } W = W_1 && (7)\\
&\quad\quad AB \leftarrow \text{TurnV}_{Lnew}(AC, SGN \cdot CAB, L_{AB}) \text{ if } W = W_2 && (8)\\
&\quad \text{if } |AC| = 0 && (9)\\
&\quad\quad AB \leftarrow -L_{AB} \cdot \text{Ort}(W_1W_2) \text{ if } W = W_1 && (10)\\
&\quad\quad AB \leftarrow L_{AB} \cdot \text{Ort}(W_1W_2) \text{ if } W = W_2 && (11)\\
&\quad B \leftarrow A + AB && (12)
\end{aligned}$$

Рис. 3. Функция пользователя для нахождения абсолютного вектора точки ползуна: A — абсолютный вектор точки начала шатуна (окончания кривошипа); L_{AB} — длина шатуна; W_1 и W_2 — соответственно первый и второй абсолютный вектор точек оси направляющей движения ползуна; W — оператор, отвечающий за выбор одного из двух возможных условий сборки механизма.
Fig. 3. User function for defining the absolute vector of the point of the slider: A — the absolute vector of the starting point of the connecting rod (end of the crank); L_{AB} — the connecting rod length; W_1 and W_2 — respectively the first and the second absolute vector of points of the axis of the slider motion guide; W — the operator responsible for choosing the one of two possible conditions for assembling the mechanism.

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

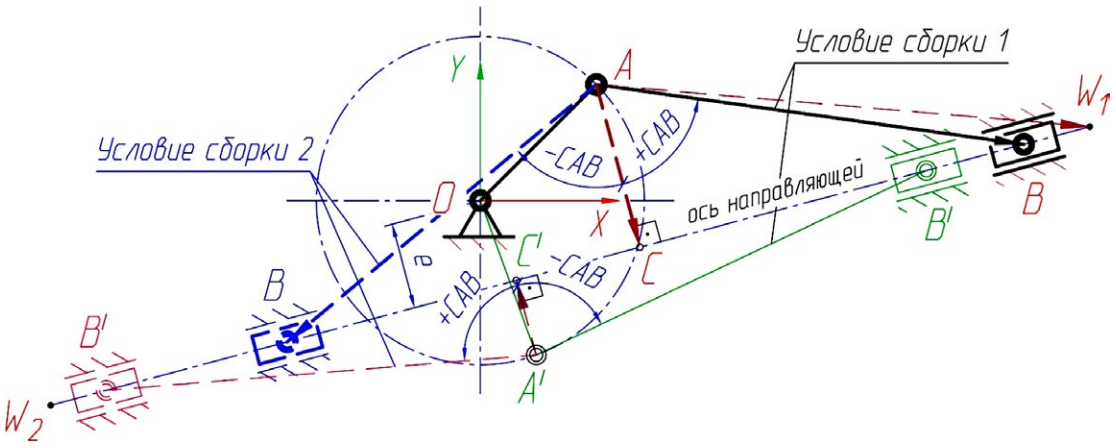

Рис. 4. Расчетная схема КПМ привода РА к описанию функции пользователя.
Fig. 4. An analytical model of the crank-slider drive of the cutting apparatus to the description the user function.

от результата этого произведения. Если тройка перемножаемых векторов в выражении (5) является правой, то результат смешанного произведения векторов будет больше нуля [12], что соответствует положению точки A ниже оси направляющей движения ползуна. Для левой тройки перемножаемых векторов, результат смешанного произведения векторов будет меньше нуля, что соответствует положению точки A выше оси направляющей движения ползуна.

В строках (6) и (9) проверяется условие равенства или отсутствия равенства нулю модуля относительного вектора вспомогательного звена AC. Это связано с тем, что при определенных значениях угла поворота кривошипа, из-за прохождения КПМ мертвых положений, координаты точки A могут совпадать с координатами оси направляющей движения ползуна, что требует ввода дополнительных логических операторов. Если модуль относительного вектора вспомогательного звена AC не равен нулю, то дальнейший расчет идет по строкам (7) и (8), а если равен — по строкам (10) и (11). В строке (7) находится относительный вектор звена AB для первого условия сборки механизма (путем поворота вектора на угол по ходу часовой строки), а в выражении (8) — для второго условия сборки механизма. Если модуль относительного вектора вспомогательного звена AC равен нулю, то в строке (10) находится относительный вектор звена AB, совпадающий с осью направляющей движения ползуна, для первого условия сборки механизма, а в выражении (11) — для второго условия сборки.

Выбор одного из двух условий сборки КПМ интуитивно понятен: к какой из двух точек оси направляющий движения (W_1 или W_2) должен быть ближе всего расположен ползун в крайних положениях, та точка и должна быть задана в качестве входного параметра оператора W в функции пользователя (см. рис. 3). В последней строке (12) определяется искомый абсолютный вектор точки B ползуна КПМ как сумма абсолютного вектора точки A и найденного относительного вектора звена AB для принятого условия сборки механизма.

Стоит отметить, рассмотренная функция пользователя является универсальной и может быть успешно использована для анализа различных рычажных механизмов, содержащих звено ползун (например, в механизме регулировки подбарабанья молотильного аппарата, в механизме подпрессовки вальцев питающего аппарата и др.).

После того как получено аналитическое описание в векторах положение всех характерных точек и звеньев рассматриваемого КПМ привода РА, можно перейти к нахождению их действительных векторов линейных ускорений. Так вектор действительного линейного ускорения общего ЦМ механизма (при условии, постоянства угловой скорости входного звена), можно найти как [7]:

$$\vec{a}_S(\varphi) = \vec{a}^*_S(\varphi)\cdot\omega^2, \qquad (12)$$

где a_S^* — аналог вектора линейного ускорения общего ЦМ механизма, представляющий собой вторую производную от соответствующего абсолютного вектора точки, м; ω — угловая скорость входного звена (угловая скорость кривошипа), рад/с.

Силовой анализ механизма

Основная задача по уравновешиванию КПМ привода РА навесной косилки заключается в полном или частичном устранении переменного воздействия со стороны главных векторов силы и момента сил инерции. При этом главный вектор сил инерции характеризует статическую неуравновешенность механизма, а главный вектор момента сил инерции — динамическую. Полностью исключить неуравновешенность КПМ привода РА конструктивно бывает сложно. Поэтому на практике ограничиваются равенством нулю лишь главного вектора сил инерции механизма. Данный вектор является переменным по модулю и направлению, а его компоненты, дают два взаимно

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

перпендикулярных направления вибрации неуравновешенного КПМ привода РА на раму.

Если описана кинематика КПМ привода РА, то величина и направление главного вектор сил инерции механизма может быть найдена для любого положения механизма как:

$$\vec{\Phi}_S(\varphi) = -m_S \cdot \vec{a}_S(\varphi), \quad (13)$$

где m_S — суммарная масса всех подвижных звеньев механизма, кг; a_S — вектор ускорения общего ЦМ механизма, м/с^2.

Исследование уравновешенности механизма методом векторов главных точек

Исследование уравновешенности КПМ привода РА методом векторов главных точек основано на использовании преобразованного уравнения известной аналитической зависимости определения вектора общего ЦМ механизма, которое в общем случае можно представить в виде следующей геометрической суммы постоянных по модулю векторов, так называемых векторов главных точек [7, 8]:

$$\vec{S}(\varphi) = \vec{h}_1(\varphi) + \vec{h}_2(\varphi) + \vec{h}_3(\varphi) + \ldots + \vec{h}_i(\varphi) = \Sigma \vec{h}_i(\varphi), \quad (14)$$

где h_i — вектор главной точки i-го звена механизма, мм.

Данный вектор определяет положение некоторого фиктивного ЦМ i-го звена относительно одного из своих шарниров, если условно предположить, что в левом шарнире i-го звена сосредоточена масса всех предыдущих звеньев, а в правом шарнире — масса всех последующих звеньев.

Для рассматриваемого КПМ привода РА, состоящего из трех звеньев, в выражении (14) будут участвовать только три вектора главных точек, модули которых можно найти как:

$$h_1 = \frac{m_1 \cdot L_{OS1} + (m_2 + m_3) \cdot L_{OA}}{m_1 + m_2 + m_3}; \; h_2 = \frac{m_2 \cdot L_{AS2} + m_3 \cdot L_{AB}}{m_1 + m_2 + m_3};$$

$$h_3 = \frac{m_3 \cdot L_{BS3}}{m_1 + m_2 + m_3}, \quad (15)$$

где h_1, h_2 и h_3 — модули векторов главных точек соответственно кривошипа, шатуна и ползуна рассматриваемого КПМ привода РА, м; m_1, m_2 и m_3 — массы звеньев соответственно кривошипа, шатуна и ползуна, кг.

Как видно из вышеприведенных выражений (15) модули векторов главных точек постоянны вследствие неизменности масс звеньев и расстояний до их ЦМ, а сами вектора направлены параллельно осям соответствующих звеньев. Поэтому, для того, чтобы от модулей векторов главных точек перейти к их векторным значениям, достаточно их модули умножить на единичные вектора соответствующих звеньев КПМ привода РА:

$$\vec{h}_1(\varphi) = h_1 \cdot Ort(\vec{OA}(\varphi)); \; \vec{h}_2(\varphi) = h_2 \cdot Ort(\vec{AB}(\varphi));$$

$$\vec{h}_3(\varphi) = h_3 \cdot Ort(\vec{BS}_3(\varphi)). \quad (16)$$

Каждый из главных векторов определяет положение на соответствующих звеньях механизма некоторого фиктивного ЦМ в точках H_1, H_2 и H_3, называемыми главными точками, положение которых также не меняется относительно самих этих звеньев.

На кинематической схеме КПМ привода РА, приведенной на рис. 2, вектора главных точек звеньев механизма показаны штриховыми линиями в виде параллельного контура, а также указаны положение главных точек на каждом из звеньев. При изменении положения механизма геометрическая сумма векторов главных точек, также изменит свою конфигурацию, но при этом всегда останется параллельной контуру механизма. За одни оборот кривошипа конец геометрической суммы векторов главных точек опишет некоторую замкнутую кривую, совпадающую с траекторий движения вектора общего ЦМ неуравновешенного КПМ, что дает возможность проводить последующий анализ его уравновешенности.

Для оценки статической неуравновешенности КПМ привода РА методом векторов главных точек с помощью выражений (15), (16) находится для каждого из звеньев механизма соответствующие модули, а затем и сами главные вектора точек, после чего по выражению (14) определяется положение вектора общего ЦМ механизма. Затем, с помощью выражения (12) находится вектор действительного ускорения найденного общего ЦМ, а по выражению (13) — главный вектор сил инерции механизма, по компонентам которого можно сделать заключение о степени неуравновешенности рассматриваемого КПМ привода РА. Аналогичная последовательность действий будет использоваться и при реализации статического уравновешивания механизма (полного и частичного), рассматриваемого ниже.

Так как модули векторов главных точек зависят только от величины масс звеньев и положения их ЦМ, то изменяя данные параметры, можно придавать модулям векторов главных точек различные числовые значения, при которых вектор общего ЦМ подвижных звеньев может оказаться в заранее заданной точке. Именно на этом важном свойстве векторов главных точек основываются дальнейшие способы статического уравновешивания рассматриваемого КПМ привода РА, приведенные в данной работе.

Полное статическое уравновешивание

Уравновешивание плоского рычажного механизма, при котором устранены все источники вибраций, возможно лишь при условии равенства нулю векторов главных

сил и моментов сил инерции. Выполнение этих условий и особенно последнего является трудной задачей, поэтому на практике в большинстве случаев ограничиваются полным статическим уравновешиванием, причем и его не всегда удается осуществить в полной мере.

Так как масса механизма не равна нулю, то, согласно выражению (13), для полного статически уравновешенного механизма вектор ускорения его общего ЦМ должен быть равен нулю. Это условие выполняется либо когда вектор общего ЦМ механизма движется равномерно и прямолинейно, либо когда он остается неподвижен. Поэтому для полного статического уравновешивания КПМ привода РА, все звенья которого движутся циклично, вектор общего ЦМ должен быть неподвижным, что достигается условием равенства нулю всех векторов главных точек звеньев (их модулей, см. выражения (15)):

$$\vec{h}_1(\varphi)=0;\ \vec{h}_2(\varphi)=0;\ \vec{h}_3(\varphi)=0. \qquad (17)$$

Согласно работам [3, 7], положение ЦМ ножа РА влияет только на смещение траектории движения вектора общего ЦМ КПМ вдоль оси направляющей движения ползуна, но не оказывает воздействия на величину и направление главного вектора сил инерции механизма. Поэтому в данной работе для упрощения аналитического описания исследования неуравновешенности КПМ привода РА методом векторов главных точек примем допущение, что ЦМ ножа РА совмещен с шарниром ползуна, исключив тем самым из расчетов соответствующий вектор главной точки.

Используя выражения (15) и (16) с учетом выполнения условия (17), предварительно задав общую массу звеньев после установки на них противовесов или расстояния до их общего ЦМ, можно найти векторы главных точек звеньев, а с помощью выражения (14) определить вектор общего ЦМ механизма. Дальнейшие действия выполняются аналогично описанным выше при определении степени неуравновешенности КПМ привода РА. На рис. 5, а приведена кинематическая схема КПМ привода РА, для полного статического уравновешивания, которое достигается с помощью двух противовесов, а обеспечение равенства нулю векторов главных точек

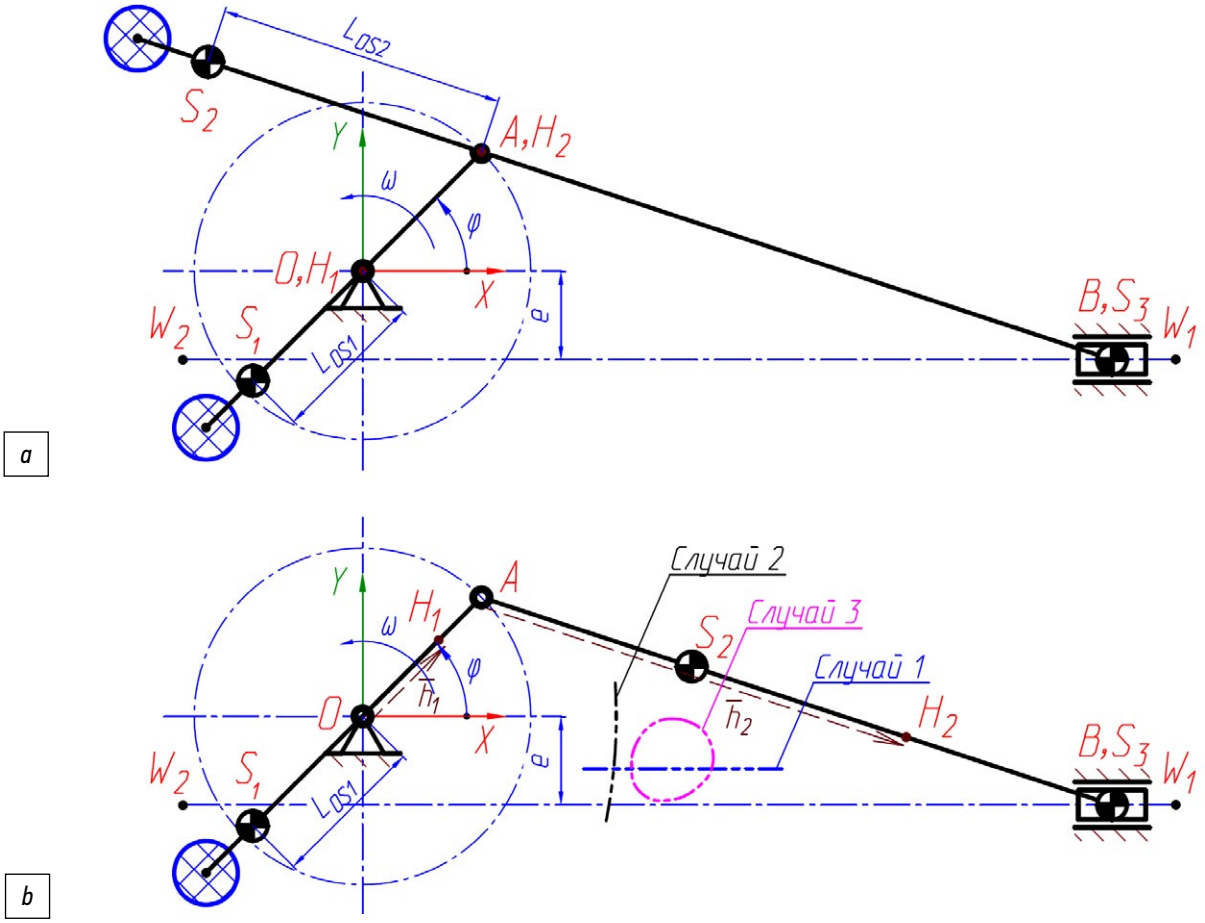

Рис. 5. Кинематическая схема для статического уравновешивания КПМ привода РА: *a* — полное уравновешивание; *b* — частичное уравновешивание для трех расчетных случаев с траекторией движения общего ЦМ механизма.
Fig. 5. Kinematic scheme for static balancing of the crank-slider drive of the cutting apparatus: *a* — full balancing; *b* — partial balancing for three design cases with the motion path of the general center of mass of the mechanism.

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

графически показано в виде совпадения главных точек звеньев с соответствующими шарнирами.

Частичное статическое уравновешивание

Во многих случаях бывает невозможно осуществить полное статическое уравновешивание КПМ привода РА из-за трудностей конструктивного оформления звеньев. Тогда применяют частичное (неполное) статическое уравновешивание, которое заключается в уравновешивании всей массы кривошипа и части массы шатуна путем размещения только одного противовеса на продолжении кривошипа. Выделяют три основных случая частичного статического уравновешивания КПМ привода РА методом векторов главных точек [8], которые будут рассмотрены ниже.

Случай 1 – устранение вертикальной составляющей сил инерции

В этом случае уравновешивание КПМ привода РА сводится к нахождению условия, при котором вектор общего ЦМ механизма перемещался бы вдоль линии параллельной оси направляющей движения ползуна. Искомым условием обеспечения данного случая частичного статического уравновешивания является геометрическое подобие фигуры, образованной векторами главных точек звеньев механизма и самим механизмом в виде двух треугольников, которое не нарушается в процессе движения механизма, что можно представить в виде следующего равенства:

$$\vec{h}_1(\varphi) / L_{OA} = \vec{h}_2(\varphi) / L_{AB} . \quad (18)$$

Используя выражения (15) и (16) с учетом выполнения условия (18), дальнейшие действия по обеспечению 1-го случая частичного статического уравновешивания КПМ привода РА выполняются аналогично описанным выше при обеспечении полного статического уравновешивания. На рис. 5, *b* приведена кинематическая схема КПМ привода РА для 1-го случая частичного статического уравновешивания с помощью одного противовеса установленного на продолжении кривошипа. Кроме того, на рисунке показана полученная траектория движения вектора общего ЦМ КПМ привода РА в виде линии строго параллельно оси направляющей движения ползуна.

Случай 2 – устранение горизонтальной составляющей сил инерции

В этом случае уравновешивание КПМ привода РА сводится к тому, что почти полностью исключается перемещение вектора общего ЦМ вдоль оси направляющей движения ползуна, но не устраняется его перемещение в направлении перпендикулярном к этой оси. Для решения этой задачи необходимо обеспечить условие равенства нулю только главного вектора кривошипа (его модуля, см. выражения (15)):

$$\vec{h}_1(\varphi) = 0 . \quad (19)$$

Дальнейшие действия, с учетом выполнения условия (19), происходят аналогично описанным при обеспечении 1-го случая частичного статического уравновешивания КПМ привода РА. На рис. 5, *b* для 2-го случая частичного статического уравновешивания показана полученная траектория движения вектора общего ЦМ КПМ привода РА в виде дуги радиусом равным модулю главного вектора шатуна с центром, расположенным в т. O вращения кривошипа.

Случай 3 – снижение общей статической неуравновешенности

В этом случае уравновешивание КПМ привода РА сводится к получению для вектора общего ЦМ механизма траектории, габариты которой по горизонтали и вертикали вписываются в фигуру по форме близкой к квадрату. При этом хорошим решением данной задачи считается, когда стороны вписанной фигуры квадрата равняются удвоенному значению модуля главного вектора кривошипа. Это условие вытекает из подобия, аналогично описанному для 1-го случая частичного статического уравновешивания, и может быть представлено в виде следующего равенства:

$$2 \cdot \vec{h}_1(\varphi) / L_{OA} = \vec{h}_2(\varphi) / L_{AB} . \quad (20)$$

Дальнейшие действия, с учетом выполнения условия (20), происходят аналогично проводимым при обеспечении 1-го случая частичного статического уравновешивания КПМ привода РА. На рис. 5, *b* для 3-го случая частичного уравновешивания показана полученная траектория движения вектора общего ЦМ КПМ привода РА в виде некоторой замкнутой траектории, вписываемой в фигуру по форме близкую к форме квадрата. Все приведенные на рис. 5, *b* траектории движения вектора общего ЦМ КПМ привода РА выполнены в одинаковом масштабе, что позволяет наглядно оценить полученный уровень ограничения их перемещения, а следовательно, и уровень снижения неуравновешенности всего механизма.

Стоит отметить, что в зависимости от поставленных целевых показателей вместо используемого в выражении (20) удвоенного произведения главного вектора кривошипа может быть применен другой множитель.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

При уравновешивании рычажных механизмов методом векторов главных точек определяются массы уравновешиваемых звеньев с установленными на их продолжении

противовесами и расстояниями до их общего ЦМ. Этой информации достаточно для вновь разрабатываемого механизма. Однако, если рассматривается уже существующая конструкция, то массу или плечо установки требуемого противовеса можно легко определить из уравнения статических моментов, составленного относительно шарнира рассматриваемого звена:

$$m_i^{''} \cdot L_i^{''} = m_i^{np} \cdot L_i^{np} - m_i^{'} \cdot L_i^{'}, \qquad (21)$$

где m_i^{np}, m_i', m_i'' — соответственно масса противовеса i-го звена, масса i-го звена до проведения уравновешивания и масса i-го звена с установленным на его продолжении противовесом после проведения уравновешивания методом векторов главных точек, кг; L_i^{np}, L_i', L_i'' — соответствующие указанным выше массам расстояния до ЦМ, м.

В большинстве случаев исследуемый механизм рассматривается как существующая конструкция, поэтому при анализе его уравновешенности могут накладываться определенные конструктивные ограничения, как по массе противовесов, так и по плечам их установки. Это требует поиска определенных компромиссных решений, получая в зависимости от поставленных целевых показателей различные схемы уравновешивания. Обычно, для существующей конструкции плечи установки противовесов принимаются заданными, что дает возможность, используя выражение (21), находить требуемые массы противовесов.

Результаты анализа статического уравновешивания (полного и трех случаев частичного) рассматриваемого КПМ привода РА методом векторов главных точек приведены в табл. 1. Приведенные в табл. 1 отрицательные значения плеч говорят о том, что общий ЦМ звена с установленным на его продолжении противовесом должен быть расположен в противоположной стороне относительно шарнира, для уравновешивания массы самого звена (см. рис. 5). На рис. 6 представлены результаты анализа снижения неуравновешенных факторов для рассмотренных случаев статического уравновешивания в виде полярных графиков (годографов) изменения модуля неуравновешенного главного вектора сил инерции в зависимости от угла его наклона к горизонтальной оси (см. рис. 6, *a*) и от угла поворота кривошипа (см. рис. 6, *b*).

Как видно из приведенных в табл. 1 результатов расчета для обеспечения полного статического уравновешивания КПМ привода РА требуется установить противовесы с самым большим дисбалансом. Так как по конструктивным соображениям противовес, установленный на продолжении шатуна (см. рис. 5, а), располагается вблизи его шарнира с относительно небольшим плечом, то суммарная масса противовесов (см. выражение (21)) будет в несколько раз превосходить массу всех подвижных звеньев, что ведет к появлению добавочных нагрузок в кинематических парах и звеньях механизма. Поэтому на практике такой вид уравновешивания, несмотря на все его достоинства, не нашел широкого применения.

Таблица 1. Результаты анализа уравновешенности механизма
Table 1. Results of the mechanism balance analysis

Параметр	Вид статического уравновешивания				
	Полное		Частичное		
			Случай 1	Случай 2	Случай 3
Параметры звена с установленным противовесом					
Звено установки противовеса	OA	AB		OA	
Модуль главного вектора, мм	0,0	0,0	22,5	0,0	9,3
Плечо общего ЦМ, мм	-50,0	-55,0	-20,0	-40,0	-35,0
Масса общая, кг	24,5	27,2	2,5	6,6	4,5
Параметры дисбалансов					
Дисбаланс общего ЦМ, кг·мм	1226,3	1500,0	50,6	266,0	158,3
Дисбаланс звена, кг·мм	19,0	200,0		19,0	
Дисбаланс противовеса, кг·мм	1245,3	1700,0	69,6	285,0	177,3
Максимальные значения главного вектора сил инерции					
По оси X, Н	0,0		958,5	-167,5	533,4
По оси Y, Н	0,0		0,0	-850,1	-425,0
Модуль, Н	0,0		958,5	866,4	533,4

Примечание – Расчет проведен для следующих параметров неуравновешенного КПМ привода РА: e=20 мм; L_{OA}=38 мм; L_{AB}=300 мм; L_{OS1}=1/2·L_{OA}; L_{OS2}=1/3·L_{AB}; n=600 об/мин; m_1=1 кг; m_2=2 кг; m_3=5 кг.

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

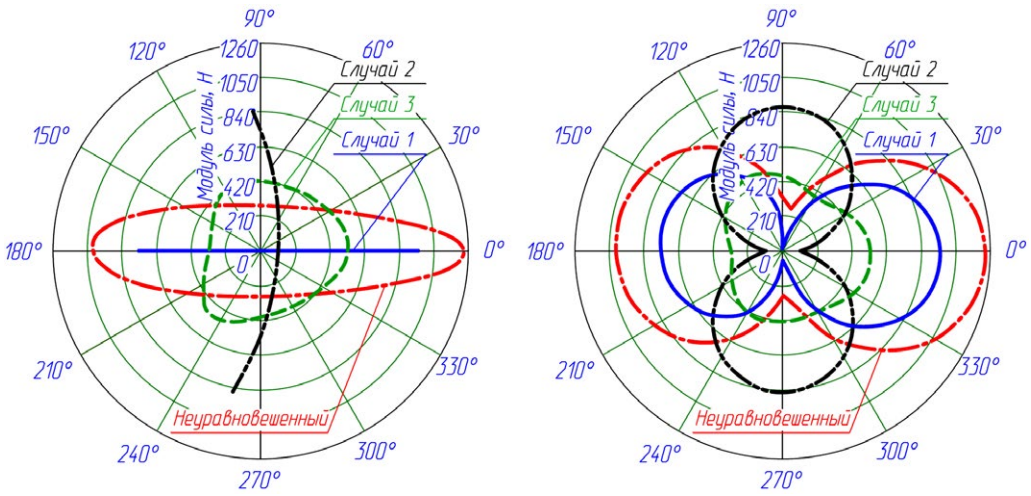

Рис. 6. Изменение модуля неуравновешенного главного вектора сил инерции для рассмотренных случаев уравновешивания: *a* — в зависимости от угла наклона вектора неуравновешенных сил инерции к горизонтальной оси; *b* — в зависимости от угла поворота кривошипа.

Fig. 6. Change in the module of the unbalanced main vector of inertia forces for the considered cases of balancing: *a* — depending on the of inclination angle of the vector of unbalanced inertia forces to the horizontal axis; *b* — depending on the of rotation angle of the crank.

Из приведенных графиков и результатов расчета видно, что для 1-го случая частичного статического уравновешивания характерно самое низкое значение дисбаланса противовеса потребного для установки на продолжении кривошипа, а для 2-го случая — самое высокое. Кроме того, для рассмотренных случаев частичного статического уравновешивания снижение максимального значения модуля вектора неуравновешенной силы инерции по сравнению с неуравновешенным КПМ привода РА составило: для 1-го случая — 22,2%, для 2-го случая — 29,7%, а для 3-го случая — 56,7%.

Для аксиального КПМ привода РА, дезаксиал которого равен нулю, приведенные на рис. 5, b траектории движения вектора общего ЦМ механизма (как и приведенные на рис. 6, *a* годографы) становятся симметричными относительно оси направляющей движения ползуна. Для 1-го случая частичного статического уравновешивания эта траектория будет совпадать с осью направляющей, для 2-го случая хорда дуги траектории станет перпендикулярной оси направляющей, а для 3-го случая траектория будет строго вписанной в фигуру квадрата. Для дезаксиального КПМ привода РА указанная симметрия нарушается.

Таким образом, используя предложенную математическую модель КПМ привода РА, основанную на применении векторного анализа, совместно с уравновешиванием методом векторов главных точек удалось достаточно просто и наглядно провести анализ уравновешенности рассматриваемого рычажного механизма, а также осуществить его статическое уравновешивание (полное и частичное).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение метода векторов главных точек позволило провести анализ уравновешенности КПМ привода РА, а также осуществить полное и три случая его частичного статического уравновешивания путем установки двух или одного противовеса на продолжении уравновешиваемых звеньев. Применение метода векторов главных точек совместно с разработанной математической моделью КПМ привода РА, основанной на применении векторного анализа, позволяет достаточно просто и наглядно проводить анализ уравновешенности рассматриваемого механизма в зависимости от поставленных целевых показателей.

Кроме того, представленная математическая модель КПМ привода РА дает исчерпывающее аналитическое описание кинематических параметров рассматриваемого механизма для всех его положений, является универсальной и может быть успешно использована при анализе рычажных механизмов, содержащих звено ползун с учетом двух возможных условий сборки механизма и произвольного расположением оси направляющей движения ползуна.

Представленный в данной работе метод векторного анализа КПМ привода РА в сочетании с уравновешиванием методом векторов главных точек легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования.

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад автора. А.В. Котов — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; редактирование текста рукописи, создание изображений. Автор подтверждает соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (автор прочел и одобрил финальную версию рукописи перед публикацией).

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Автор заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Author's contribution. A.V. Kotov — search for publications, writing the text of the manuscript, editing the text of the manuscript, creating images. The author read and approved the final version of the manuscript before publication.

Competing interests. The author declares no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И. и др. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: Учебник для вузов сельскохозяйственного машиностроения. Москва: Машиностроение, 1977.

2. Ожерельев В.Н. Современные зерноуборочные комбайны. Москва: Колос, 2009. EDN: BQVUNU.

3. Бойко Т.В. Влияние привода режущего аппарата на производительность и качество работы жатвенной машины: дисс. ... канд. техн. наук. Горки: 1984. EDN: NPHLYT.

4. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. Москва: Высшая школа, 1987.

5. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин: учебник и практикум для прикладного бакалавриата. Москва: Юрайт, 2019.

6. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Уравновешивание механизма качающейся шайбы привода режущего аппарата жатки для уборки трав // Тракторы и сельхозмашины. 2015. Т. 82, № 10. С. 23–27. EDN: ULHENT doi: 10.17816/0321-4443-66060

7. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Москва: Наука, 1988.

8. Гавриленко В.А. Теория механизмов. Москва: Высшая школа, 1973.

9. Турбин Б.Г., Лурье А.Б., Григорьев С.М. и др. Сельскохозяйственные машины: Теория и технологический расчет. Ленинград: Машиностроение, 1967.

10. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Применение векторного анализа для оптимизации механизма привода системы очистки зерна зерноуборочного комбайна при его проектировании // Механика машин, механизмов и материалов. 2009. № 2(7). С. 43–48. EDN: QZYQRV.

11. Котов А.В. Оптимизация параметров предохранительного элемента пальчикового механизма шнека жатки зерноуборочного комбайна // Тракторы и сельхозмашины. 2023. Т. 90, № 1. С. 13–24. EDN: HZYGON doi: 10.17816/0321-4443-114970

12. Привалов И. И. Аналитическая геометрия: Учебник для втузов. Москва: Наука, 1966.

REFERENCES

1. Bosoj ES, Vernyaev OV, Smirnov II, et al. *Teoriya, konstrukciya i raschet sel'skohozyajstvennyh mashin.* Moscow: Mashinostroenie; 1977. (in Russ.)

2. Ozherelev VN. *Sovremennye zernouborochnye kombayny.* Moscow: Kolos; 2009. (in Russ.) EDN: BQVUNU

3. Bojko T.V. *Vliyanie privoda rezhuschego apparata na proizvoditel'nost' i kachestvo raboty zhatvennoj mashiny* [dissertation]. Gorki; 1984. (in Russ.) EDN: NPHLYT

4. Frolov KV, Popov SA, Musatov AK, et al. *Teoriya mehanizmov i mashin.* Moscow: Vysshaya shkola; 1987. (in Russ.)

5. Timofeev GA. *Teoriya mehanizmov i mashin*. Moscow: Yurajt; 2019. (in Russ.)

6. Kotov AV, Chuprynin YV. Balancing of swash plate mechanism for cutterbar drive of grass cutting header. *Tractors and Agricultural Machinery.* 2015;82(10):23–27. (in Russ.) EDN: ULHENT doi: 10.17816/0321-4443-66060

7. Artobolevsky II. *Theory of mechanisms and machines.* Moscow: Nauka; 1988. (in Russ.)

8. Gavrilenko VA. *Teoriya mehanizmov.* Moscow: Vysshaya shkola; 1973. (in Russ.)

9. Turbin BG, Lurie AB, Grigoriev SM, et al. *Agricultural machines: Theory and technological calculation.* Leningrad: Mashinostroenie; 1967. (in Russ.)

10. Kotov AV, Chuprynin YV. Application of vector analysis to optimize the drive mechanism of the grain cleaning system of a combine harvester during its design. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov.* 2009;2(7):43–48. (in Russ.) EDN: QZYQRV

11. Kotov AV. The optimization of parameters of a safety element of the finger mechanism of the header auger of a combine harvester. *Tractors and Agricultural Machinery.* 2023;90(1):13–24. (in Russ.) EDN: QZYQRV doi: 10.17816/0321-4443-114970

12. Privalov II. *Analiticheskaya geometriya.* Moscow: Nauka; 1966. (in Russ.)

ОБ АВТОРЕ

Котов Андрей Викторович,
ведущий инженер-конструктор технического отдела 2200;
адрес: Республика Беларусь, 246020, Гомель,
ул. Владимирова, д. 16;
ORCID: 0000-0001-7247-043X;
eLibrary SPIN: 2820-0804;
e-mail: androskv@mail.ru

AUTHOR'S INFO

Andrey V. Kotov,
Lead Design Engineer of the Technical Department;
address: 16 Vladimirova street, 246020 Gomel, Republic of Belarus;
ORCID: 0000-0001-7247-043X;
eLibrary SPIN: 2820-0804;
e-mail: androskv@mail.ru

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-606653