

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-114970>

Оригинальное исследование



# Оптимизация параметров предохранительного элемента пальчикового механизма шнека жатки зерноуборочного комбайна

А.В. Котов

«Сейсмотехника», Гомель, Республика Беларусь

## АННОТАЦИЯ

**Обоснование.** Одной из наиболее часто фиксируемых поломок элементов конструкции шнека жатки зерноуборочного комбайна является выход из строя пальцев пальчикового механизма. Многие производители зерноуборочной техники вводят в конструкцию пальчикового механизма предохранительный элемент (проточку на пальце). Оптимальное расположение данной проточки по отношению к оси вращения пальца позволяет, на определенном участке рабочего хода механизма, гарантировать поломку пальца шнека не по основному диаметру, а по проточке.

**Цель работы.** В специальной технической литературе не уделяется особого внимания аналитическим расчетам элементов конструкции пальчикового механизма шнека жатки, что требует разработки соответствующих математических моделей в зависимости от поставленных целевых показателей.

**Материалы и методы.** В данной работе представлена математическая модель пальчикового механизма шнека жатки зерноуборочного комбайна, 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 в статье математическая модель пальчикового механизма шнека позволила описать кинематику всех его характерных точек, определить вектора угловых скоростей и ускорений звеньев, провести силовой анализ с оптимизацией положения предохранительного элемента на пальце, а также получить и исследовать различные графические зависимости. Разработанная математическая модель дает исчерпывающее описание кинематических и силовых параметров рассматриваемого механизма для всех его положений.

**Заключение.** Предложенная математическая модель пальчикового механизма позволила успешно провести оптимизацию параметров расположения предохранительного элемента на пальце (проточки), обеспечив тем самым максимальный угол охвата зоны возможной поломки пальца по проточке.

**Ключевые слова:** палец; пальчиковый механизм; шнек; предохранительный элемент; жатка; зерноуборочный комбайн; векторный анализ; принцип возможных скоростей; оптимизация.

## Для цитирования:

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

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-114970>

Original Study Article

# The optimization of parameters of a safety element of the finger mechanism of the header auger of a combine harvester

Andrey V. Kotov

Seismotekhnika, Gomel, Belarus

## ABSTRACT

**BACKGROUND:** One of the most frequently recorded failures of structural elements of the header auger of a combine harvester is the failure of the fingers of the finger mechanism. Many manufacturers of grain harvesting equipment introduce a safety element into the design of the finger mechanism which is a groove on the finger. The optimal location of this groove with relation to the axis of rotation of the pin allows to ensure the breakage of the auger finger not along the main diameter but along the groove at a certain section of the working stroke of the mechanism.

**AIMS:** In the specific technical literature, no special attention is paid to the analytical calculations of the structural elements of the finger mechanism of the header auger that requires the development of appropriate mathematical models depending on the targets.

**METHODS:** This paper presents a mathematical model of the finger mechanism of the header auger of a combine harvester, based on the use of vector analysis, which has been successfully used by the author for a long time in the development of various lever mechanisms. The proposed vector analysis method is based on the coordinate transformation method.

**RESULTS:** The mathematical model of the finger mechanism of the auger presented in the article made it possible to describe the kinematics of all of its hardpoints, to determine the vectors of angular velocities and accelerations of the links, to carry out a force analysis with optimization of the position of the safety element on the finger as well as to obtain and to study various graphical dependencies. The developed mathematical model provides a comprehensive description of the kinematic and force parameters of the considered mechanism for all of its positions.

**CONCLUSIONS:** The presented mathematical model of the finger mechanism made it possible to successfully optimize the parameters of the location of the safety element on the finger - the groove, thereby ensuring the maximum angle of coverage of the zone of possible breakage of the finger along the groove.

**Keywords:** *finger; finger mechanism; auger; safety element; header; combine harvester; vector analysis; the principle of possible velocities; optimization.*

## Cite as:

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. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-114970>

Received: 01.12.2022

Accepted: 01.03.2023

Published: 15.03.2023

## ВВЕДЕНИЕ

Как известно шнек жатки зерноуборочного комбайна (ЗУК) предназначен для сужения потока срезанной хлебной массы с дальнейшей ее подачей пальчиковым механизмом к последующему рабочему органу (как правило, приемному битеру или плавающему транспортеру наклонной камеры). При работе на засоренных полях или полях с высокой урожайностью одной из наиболее часто фиксируемых поломок элементов конструкции шнека жатки ЗУК является выход из строя пальцев пальчикового механизма. Обычно данная поломка происходит при попадании под палец постороннего предмета (например, камня) или при попытке протаскивания пальчиковым механизмом срезанной хлебной массы высокой плотности. Вовремя не выявленная поломка пальцев шнека может привести к снижению качества технологического процесса уборки, а в худшем случае к попаданию отломанной части пальца шнека в зону обмолота.

Полностью исключить возможную поломку пальцев шнека не представляется возможным, т.к. их усиление неизбежно ведет к необходимости усиления всех элементов конструкции шнека, связанных с пальчиковым механизмом, а это в свою очередь скажется на увеличении металлоемкости конструкции шнека в целом. Поэтому, многие производители современной зерноуборочной техники пошли по пути введения в конструкцию пальчикового механизма шнека предохранительного элемента – проточки на пальце, диаметром на 2...3 мм меньше, чем основной диаметр пальца. Оптимальное расположение данной проточки от оси вращения пальца, позволяет на определенном угле охвата пальчиковым механизмом срезанной хлебной массы, гарантировать поломку пальца шнека не по основному диаметру, а по проточке. Причем конструкцией шнека не предусматривается выпадение отломанной части пальца из цилиндра шнека.

В специальной технической литературе не уделяется особого внимания расчетам различных элементов конструкции шнека жатки ЗУК, а также математическому моделированию самого пальчикового механизма. Поэтому разработка математической модели пальчикового механизма шнека жатки ЗУК, позволяющей в доступной форме проводить анализ и оптимизацию его параметров в зависимости от поставленных целевых показателей, является все еще актуальной задачей.

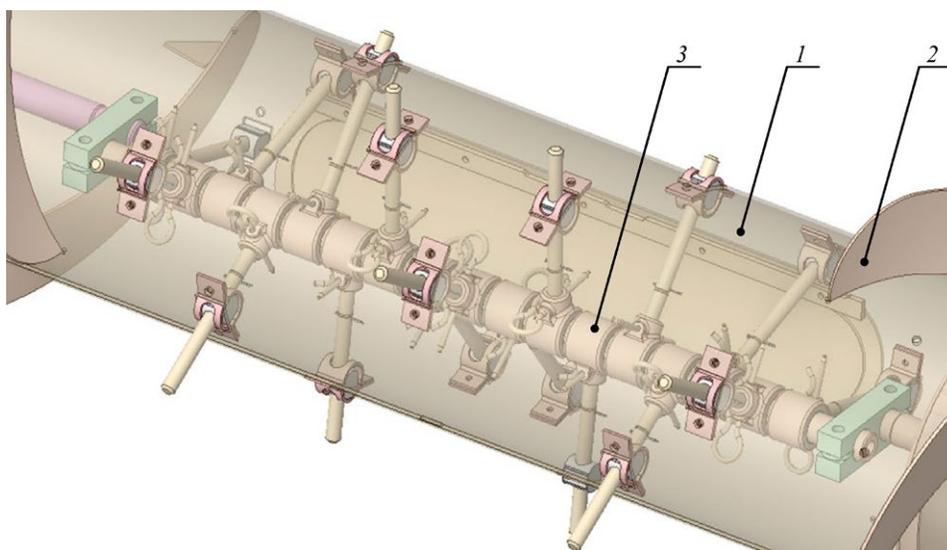
## ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

В данной работе представлен метод аналитического описания математической модели пальчикового механизма шнека, основанный на применении векторного анализа, который долгое время успешно применяется автором при проектировании различных рычажных механизмов [1, 2]. Предложенная математическая модель совместно с различными методами оптимизации и параметризации позволяет на ранних этапах проектирования конструкции шнека жатки ЗУК подобрать оптимальное положение предохранительного элемента (проточки) на пальце.

## МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

### Описание конструкции

На рис. 1 приведен центральный участок шнека жатки ЗУК в зоне расположения пальчикового механизма. В общем случае шнек жатки ЗУК представляет собой вращающийся полый цилиндр (1), к которому приварены спиральные ленты – витки (2). Витки шнека имеют левое и правое вращение, перемещающие срезанную хлебную массу к центру, где расположен пальчиковый механизм (3).



**Рис. 1.** Центральный участок шнека жатки ЗУК: 1 – цилиндр; 2 – виток; 3 – пальчиковый механизм.

**Fig. 1.** The central section of the header auger of a combine harvester: 1 – a cylinder; 2 – a turn; 3 – a finger mechanism.



расположенный в точке  $C$ , и предохранительный элемент (проточка), расположенный в точке  $E$ , описывают окружности заданного радиуса, относительно центра вращения пальца.

Таким образом, математическая модель пальчикового механизма шнека жатки ЗУК сводится к математическому описанию рычажного механизма кулисного типа, в котором в качестве кривошипа условно принимается звено  $OB$  – радиус цилиндра шнека, в качестве кулисного камня – глазок шнека в точке  $B$ , а в качестве самой кулисы – палец шнека  $AC$ .

В учебной литературе достаточно полно представлены аналитические методы описания кинематики различных кулисных механизмов [3, 4], однако, приведенные методы не отличаются простотой и наглядностью, а также с трудом поддаются оптимизации и параметризации. Приведенная в данной работе математическая модель пальчикового механизма шнека, лишена всех указанных выше недостатков и является универсальной при анализе аналогичных по структуре рычажных механизмов.

### Аналитические зависимости и условные обозначения

Основой для составления математической модели пальчикового механизма шнека является метод аналитического описания рычажных механизмов, основанный на применении векторного анализа, подробно представленный в работах [5–7]. Основой данного метода является система аналитического преобразования координат исходного вектора в новый вектор, который может быть получен из исходного путем его поворота в рассматриваемой плоскости на некоторый угол в заданном направлении с изменением или без изменения его длины. Для плоского рычажного механизма (к которому сводится рассматриваемый пальчиковый механизм шнека см. рис. 3), лежащего в плоскости  $XY$ , функцию аналитического преобразования одного вектора в другой при повороте вокруг оси  $Z$  можно представить в следующем виде:

$$\text{Turn}V_{L_{new}}(\vec{V}, \alpha, L_{new}) = \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90 + \alpha) & 0 \\ \cos(90 - \alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \vec{V} \cdot \frac{L_{new}}{|\vec{V}|}, \quad (1)$$

где  $V$  – исходный поворачиваемый вектор (для упрощения записи пояснения символов, входящих в формулы, здесь и в дальнейшем при описании будем опускать значок вектора « $\rightarrow$ »);  $\alpha$  – угол поворота исходного вектора. Причем значение угла  $\alpha$  принимается со знаком «+» при осуществлении поворота исходного вектора против часовой стрелки, а при повороте по часовой стрелке – со знаком «-»;  $L_{new}$  – длина нового вектора.

Для наглядности и простоты понимания, приведенного в данной работе аналитического описания в векторах, введены следующие понятия и условные обозначения. Вектор, обозначенный одной буквой латинского алфавита (например,  $A$ ), будем называть абсолютным вектором, т.е. координатами точки относительно начала принятой системы координат. Вектор, обозначенный двумя буквами латинского алфавита (например,  $AB$ ), будем называть относительным вектором, т.е. координатой второй точки относительно первой. Суть обоих введенных понятий абсолютно одинакова, т.к. и вектор, называемый абсолютным, и вектор, называемый относительным – это координата одной точки относительно другой. Эти понятия введены дополнительно для наглядности и простоты понимания приведенного в данной работе математического описания. 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,  $L_{AB}$ ).

Кроме того, в данной работе при описании аналитических зависимостей, будут использоваться вспомогательные единичные орты для каждой неподвижной оси принятой декартовой системы координат (см. рис. 3), которые представим не в виде вертикальных столбцов, а в более компактной записи – в виде транспонированных векторов:

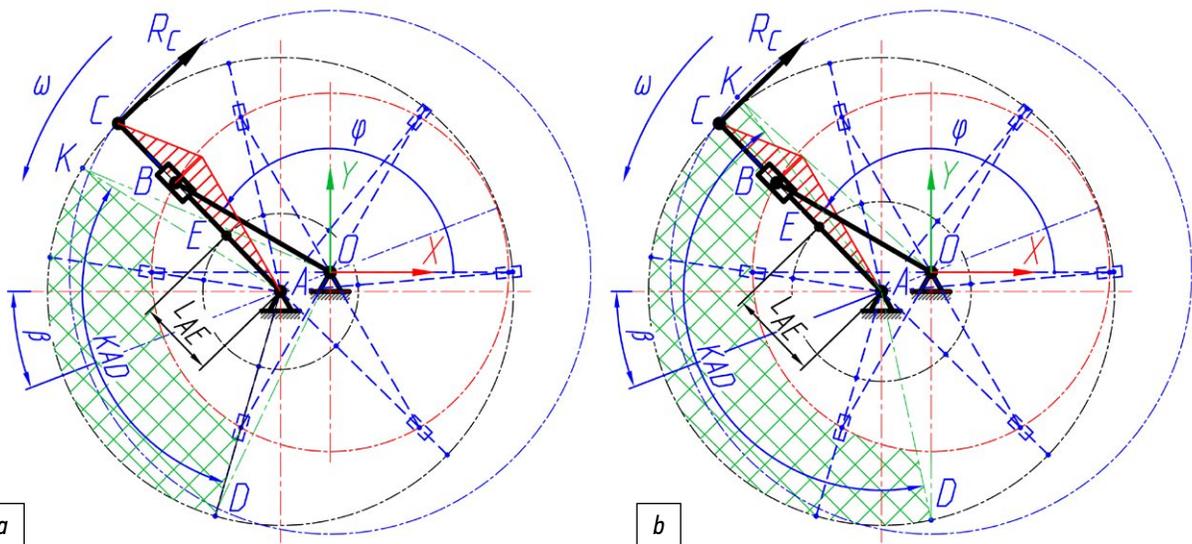
$$\vec{e}_x = (1 \ 0 \ 0)^T; \vec{e}_y = (0 \ 1 \ 0)^T; \vec{e}_z = (0 \ 0 \ 1)^T. \quad (2)$$

### Кинематический анализ механизма

В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 3) на рис. 4, *a* приведена кинематическая схема базовой конструкции пальчикового механизма шнека жатки ЗУК до его оптимизации. Согласно кинематической схеме, положение всех характерных точек пальчикового механизма определяется положением входного звена – кривошипа  $OB$ , которое в свою очередь однозначно определяется углом  $\varphi$  поворота кривошипа к горизонтальной оси  $X$  принятой системы координат (см. рис. 4, *a*). Данный угол принят в качестве обобщенной координаты при аналитическом описании кинематики пальчикового механизма, а в качестве исходных данных выступают координаты неподвижных точек  $O$  и  $A$ , длины звеньев  $L_{AC}$ ,  $L_{AE}$ ,  $L_{OB}$  и углы между отрезками на жестких звеньях.

Аналитическое описание в векторах кинематики пальчикового механизма шнека в зависимости от значения угла поворота кривошипа  $OB$  с учетом выражения (1) можно представить в следующем виде:

$$\vec{OB}(\varphi) = \text{Turn}V_{L_{new}}(\vec{e}_x, \varphi, L_{OB}). \quad (3)$$



**Рис. 4.** Кинематическая схема пальчикового механизма шнека: *a* – до оптимизации; *b* – после оптимизации.  
**Fig. 4.** The kinematic scheme of the finger mechanism of the auger: *a* – before optimization; *b* – after optimization.

В выражении (3) относительный вектор звена  $OB$  получен путем поворота единичного вектора оси  $X$  на угол – против хода часовой стрелки (перед углом стоит знак «+») с изменением его длины на заданную длину  $L_{OB}$  (радиус цилиндра шнека).

Необходимо отметить, что положение всех подвижных точек или звеньев, описываемого пальчикового механизма, является функцией угла поворота  $\varphi$  кривошипа, т.е. функцией от обобщенной координаты. Следовательно, и все вектора, описывающие положение пальчикового механизма, также являются функциями от обобщенной координаты. Таким образом, в данной работе рассматриваются не просто вектора, а вектор-функции, которые в совокупности описывают положение всего механизма в зависимости от значения обобщенной координаты. В приведенном ниже аналитическом описании вектор-функциями являются все векторы, после обозначения которых в скобках указана обобщенная координата. Там, где обобщенная координата после обозначения вектора отсутствует, вектор не является функцией, а является неподвижной точкой или звеном.

С помощью следующих уравнений можно описать кинематику характерных точек  $B$  и  $C$  (абсолютных векторов):

$$\overline{B(\varphi)} = \overline{O} + \overline{OB(\varphi)}; \quad (4)$$

$$\overline{AB(\varphi)} = \overline{B(\varphi)} - \overline{A}; \quad (5)$$

$$\overline{AC(\varphi)} = \text{Turn}V_{L_{new}}(\overline{AB(\varphi)}, 0, L_{AC}); \quad (6)$$

$$\overline{C(\varphi)} = \overline{A} + \overline{AC(\varphi)}. \quad (7)$$

Относительный вектор звена  $AC$  в выражении (6) получен путем поворота относительного вектора звена  $AB$  на нулевой угол с изменением его длины на известную

длину  $L_{AC}$ . Данное выражение позволяет получить относительный вектор звена  $AC$ , который является коллинеарным к исходному относительному вектору  $AB$ .

Вычислим абсолютный вектор точки  $E$  – расположения предохранительной проточки:

$$\overline{AE(\varphi)} = \text{Turn}V_{L_{new}}(\overline{AB(\varphi)}, 0, L_{AE}); \quad (8)$$

$$\overline{E(\varphi)} = \overline{A} + \overline{AE(\varphi)}. \quad (9)$$

Таким образом, с помощью выражений (3)–(9) для рассматриваемого пальчикового механизма шнека проведено аналитическое описание в векторах кинематики всей рассматриваемой системы в целом. В случае необходимости введения в описание кинематики механизма дополнительных точек (например, положение центров тяжести звеньев), достаточно задать привязку интересующей точки по длине и углу к соответствующему звену, предварительно описанному ранее.

После того как было получено аналитическое описание в векторах, положение всех характерных точек и звеньев рассматриваемого пальчикового механизма, можно перейти к нахождению для них аналогов векторов линейных и угловых скоростей (необходимых для силового анализа), а также аналогов векторов линейных и угловых ускорений.

Для определения векторов аналогов абсолютной или относительной скоростей и ускорений известного вектора, который описывает абсолютную (относительную) координату некоторой точки или звена, необходимо взять от этого вектора первую и вторую производную по обобщенной координате [8]:

$$\overline{v_r^*(\varphi)} = \frac{d\overline{r(\varphi)}}{d\varphi}; \quad \overline{a_r^*(\varphi)} = \frac{d^2\overline{r(\varphi)}}{d\varphi^2}. \quad (10)$$

Если известен вектор, который описывает относительные координаты некоторого звена, то аналоги вектора угловой скорости и ускорения этого звена можно найти с помощью следующих выражений [9]:

$$\overline{\omega_r^*}(\varphi) = \frac{\overline{r(\varphi)} \times \overline{v_r^*}(\varphi)}{|\overline{r(\varphi)}|^2}; \quad \overline{\varepsilon_r^*}(\varphi) = \frac{\overline{r(\varphi)} \times \overline{a_r^*}(\varphi)}{|\overline{r(\varphi)}|^2}. \quad (11)$$

Для рассматриваемого пальчикового механизма, лежащего в плоскости  $XU$  принятой декартовой системы координат (см. рис. 3), аналоги векторов угловых скоростей и ускорений звеньев будут представлять собой вектора, направленные вдоль оси  $Z$ .

Для перехода от аналогов векторов, найденных по выражениям (10)–(11), к их истинным значениям, необходимо найденные вектора аналогов скоростей умножить на угловую скорость входного звена, а найденные вектора аналогов ускорений умножить на квадрат этой угловой скорости (при условии, что эта скорость постоянна) [10]:

$$\overline{v_r}(\varphi) = \overline{v_r^*}(\varphi) \cdot \omega; \quad \overline{\omega_r}(\varphi) = \overline{\omega_r^*}(\varphi) \cdot \omega; \quad (12)$$

$$\overline{a_r}(\varphi) = \overline{a_r^*}(\varphi) \cdot \omega^2; \quad \overline{\varepsilon_r}(\varphi) = \overline{\varepsilon_r^*}(\varphi) \cdot \omega^2, \quad (13)$$

где  $\omega$  – угловая скорость входного звена (угловая скорость кривошипа), рад/с.

В специальной технической литературе особых требований к кинематическому анализу пальчикового механизма шнека ЗУК не предъявляется. Однако, воспользовавшись близкой аналогией кинематики рассматриваемого пальчикового механизма шнека с подбирающим устройством подборщика барабанного типа, можно рассчитать показатель кинематического режима работы механизма. Данный показатель представляет собой отношение между окружной скоростью конца пальца шнека и поступательной скоростью ЗУК [11, 12]:

$$\lambda(\varphi) = \frac{|\overline{v_C}(\varphi)|}{v_{ЗУК}}, \quad (14)$$

где  $v_{ЗУК}$  – поступательная скорость ЗУК, м/с;  $\overline{v_C}(\varphi)$  – вектор действительной окружной скорости конца пальца шнека (т. С), взятый по модулю и рассчитанный с помощью выражения (12), м/с.

Для обеспечения достаточной скорости подвода пальчиковым механизмом шнека срезанной хлебной массы без его задержки, окружная скорость конца пальца должна значительно превышать поступательную скорость ЗУК. Однако, при осуществлении технологического процесса, поступательная скорость ЗУК не остается постоянной, а меняется в зависимости от условий уборки, но, как правило (согласно руководствам

по эксплуатации), не превышает 12,0 км/ч (3,3 м/с). Поэтому, согласно рекомендациям [12], расчетное значение показателя кинематического режима работы может колебаться в диапазоне 1,1–1,5 в зависимости от поступательной скорости ЗУК.

### Силовой анализ механизма

Силовой анализ пальчикового механизма шнека ЗУК будет проведен с целью определения, действующей на конце пальца (т. С), вектора реакции  $R_C$  (см. рис. 3), вызванной попаданием под палец постороннего предмета или при попытке протаскивания пальчиковым механизмом срезанной хлебной массы высокой плотности. Точное определение величины и направления вектора данной реакции не представляется возможным ввиду сложности проведения такого рода исследований. Поэтому при проведении расчета будем считать, что предельное значение вектора реакции  $R_C$  ограничено максимальным моментом срабатывания предохранительной муфты шнека, установленной на его валу, а сама реакция направлена перпендикулярно пальцу шнека на всем диапазоне угла поворота кривошипа.

Для нахождения реакции  $R_C$  воспользуемся аналитическим методом силового анализа рычажных механизмов, основанного на принципе возможных скоростей (ПВС). ПВС представляет собой частную формулировку принципа возможных перемещений, который является одним из основных принципов механики [8]. Указанный принцип, применительно к рычажным механизмам, можно сформулировать следующим образом: если рычажный механизм с идеальными связями находится в состоянии равновесия, то сумма мгновенных мощностей всех активных сил (моментов), приложенных к точкам (звеньям) рычажного механизма равна нулю. В векторном виде ПВС можно представить как:

$$\sum N = \sum \overline{F_i} \cdot \overline{v_i} + \sum \overline{M_j} \cdot \overline{\omega_j} = 0, \quad (15)$$

где  $N$  – мгновенная мощность векторов  $i$ -ых сил или  $j$ -ых моментов;  $F_i$  и  $M_j$  – соответственно вектор  $i$ -ой силы и  $j$ -го момента, приложенные к рычажному механизму;  $v_i$  – вектор линейной скорости точки приложения вектора  $i$ -ой силы;  $\omega_j$  – вектор угловой скорости звена приложения вектора  $j$ -го момента.

Запишем для рассматриваемого пальчикового механизма шнека уравнение ПВС для нахождения неизвестного вектора реакции на конце пальца шнека (т. С):

$$\overline{R_C}(\varphi) \cdot \overline{v_C^*}(\varphi) + \overline{M_O} \cdot \overline{\omega_{OB}^*}(\varphi) = 0, \quad (16)$$

где  $M_O$  – вектор максимального момента срабатывания предохранительной муфты шнека, Н·м.

Данный вектор представляет собой скалярное произведение известного момента срабатывания

предохранительной муфты шнека и единичного вектора оси  $Z$  (см. выражение (2)), вдоль которой данный вектор момента будет направлен.

В выражении (16) вместо действительных векторов линейной скорости точки  $C$  и угловой скорости звена  $OB$  используются соответствующие им аналоги, найденные с помощью выражений (10) и (11). Это не противоречит сформулированному ПВС (см. выражение (15)) и в большинстве случаев позволяет существенно сократить аналитическое описание силового анализа.

Неизвестный вектор реакции на конце пальца пальчикового механизма шнека жатки представим в виде произведения его скалярного значения и единичного вектора (орта), вдоль которого данное усилие направлено:

$$\overline{R_C(\varphi)} = R_C(\varphi) \cdot \overline{e_{R_C}(\varphi)}. \quad (17)$$

Единичный вектор (орт), вдоль которого направлено усилие на конце пальца пальчикового механизма шнека, найдем, воспользовавшись выражением (1), повернув известный относительный вектор звена  $AC$  на угол  $90^\circ$  по часовой стрелке (см. рис. 3):

$$\overline{e_{R_C}(\varphi)} = \text{Turn}V_{L_{new}}(\overline{AC(\varphi)}, -90, 1). \quad (18)$$

Подставляя, соответствующие выражения (17) и (18), в (16), получим уравнение с одной скалярной неизвестной реакцией на конце пальца в т.  $C$ , которую можно легко выразить как:

$$R_C(\varphi) = -\frac{\overline{M_O} \cdot \overline{\omega_{OB}^*}(\varphi)}{\overline{e_{R_C}(\varphi)} \cdot \overline{v_C^*}(\varphi)}. \quad (19)$$

Таким образом, используя ПВС и предложенную математическую модель пальчикового механизма, основанную на применении векторного анализа, с помощью выражения (19) достаточно просто и наглядно была найдена реакция, действующей на конце пальца шнека (точка  $C$ ) на всем диапазоне угла поворота кривошипа.

Стоит отметить, что при вычислении реакции  $R_C$  на конце пальца шнека не учитывались массо-инерционные характеристики элементов конструкции

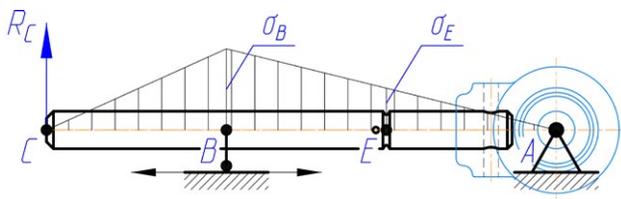


Рис. 5. Расчетная схема нагружения пальца шнека жатки.

Fig. 5. An analytical model of loading of a finger of the header auger.

пальчикового механизма. Если найдены вектора действительных линейных и угловых ускорений (см. выражение (15)), то введение в силовой анализ дополнительных векторов сил тяжести, а также векторов инерционных сил и моментов, действующих на звенья механизма, не представляет особых трудностей. Однако, как показали предварительные результаты расчета, учет данных параметров в математической модели приводит к незначительному изменению значения реакции  $R_C$ , действующей на конце пальца (в пределах 1%). Поэтому в данной работе для упрощения аналитического описания, силовой анализ проведен без учета массо-инерционных характеристик элементов конструкции пальчикового механизма.

### Прочностной анализ механизма

Расчетная схема нагружения пальца шнека жатки ЗУК приведена на рис. 5 и представляет собой двухопорную балку с консольным приложением нагрузки. При этом в соответствии с расчетной схемой пальчикового механизма (см. рис. 3) опора в точке  $B$  (место установки глазка) в процессе работы механизма постоянно меняет свое положение относительно центра вращения пальца.

При разработке конструкции пальчикового механизма шнека с предохранительным элементом (проточкой) на пальце (см. рис. 5), положение проточки должно быть подобрано таким образом, чтобы возникающие в точке  $E$  напряжения (в месте расположения проточки) превышали напряжения, возникающие в точке  $B$  (в месте расположения глазка), для максимального угла охвата рабочего хода пальцев шнека. Такое оптимальное расположение проточки обеспечит излом пальца шнека не по основному диаметру, а по самой проточке. Наличие же перед проточкой штифта (см. рис. 5) не позволит отломанной части пальца выпасть из цилиндра шнека.

Изгибающие моменты для сечений, расположенных в точках  $B$  и  $E$ , вычисляются согласно:

$$M_B(\varphi) = R_C(\varphi) \cdot \left| \overline{C(\varphi)} - \overline{B(\varphi)} \right|;$$

$$M_E(\varphi) = \frac{M_B(\varphi) \cdot L_{AE}}{\left| \overline{AB(\varphi)} \right|}.$$

Тогда напряжения изгиба, действующие в  $i$ -ом сечении пальца, найдем как:

$$\sigma_i(\varphi) = \frac{M_i(\varphi)}{W_i}, \quad (20)$$

где  $W_i$  – момент сопротивления изгибу в  $i$ -ом проверяемом сечении пальца,  $\text{мм}^3$ .

### Оптимизация механизма

Для увеличения угла  $KAD$  охвата зоны возможной поломки пальца пальчикового механизма по предохранительной проточке в нижней зоне шнека (включая угол  $270^\circ$  поворота кривошипа), в качестве оптимизируемого параметра была выбрана длина  $L_{AE}$  – расстояние от центра вращения пальца до его проточки. Условие равенства напряжений в месте расположения глазка (точка  $B$ ) и в месте расположения проточки (точка  $E$ ) на требуемом угле охвата можно представить в следующем виде:

$$\sigma_B(\varphi_{270^\circ}) = \sigma_E(\varphi_{270^\circ}, L_{AE}). \tag{21}$$

Поиск решения для уравнения равновесия (21) может осуществляться как внутренними ресурсами математического пакета, используемого при описании математической модели пальчикового механизма, так и пользовательскими алгоритмами оптимизации. В результате поиска решения была подобрана новая длина  $L_{AE}$ , расположения предохранительного элемента (проточки), которая получилась на 15% больше, чем у базовой конструкции пальчикового механизма.

### РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

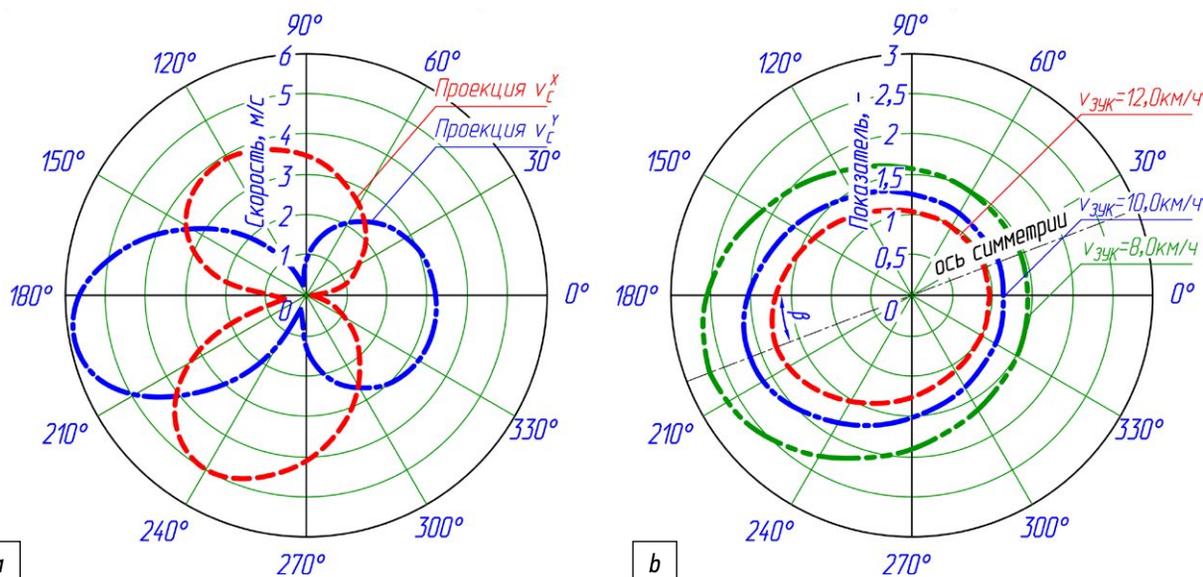
На рис. 6, *a* приведен полярный график изменения проекции вектора окружной скорости по осям  $X$  и  $Y$  конца пальца шнека (точка  $C$ ) в зависимости от угла поворота кривошипа. На рис. 6, *b* приведен полярный график изменения показателя кинематического режима работы пальчикового механизма шнека, рассчитанного

по выражению (14), для трех значений поступательной скорости ЗУК – 12,0, 10,0 и 8,0 км/ч.

Как видно из графиков, для рассматриваемого пальчикового механизма шнека полученный расчетный показатель кинематического режима работы (см. рис. 6, *b*) даже в самом неблагоприятном случае (при поступательной скорости ЗУК 12,0 км/ч) изменяется в диапазоне 1,0...1,8, что говорит об удовлетворительных кинематических характеристиках рассматриваемой конструкции механизма. Значительные колебания показателя кинематического режима работы объясняются тем, что при рабочем ходе пальцев (в период выхода пальцев из цилиндра шнека), их окружная скорость начинает расти (см. рис. 6, *a*), а, следовательно, растет и показатель кинематического режима работы (см. рис. 6, *b*). При холостом ходе пальцев (в период ухода пальцев в цилиндр шнека) наблюдается обратный процесс – снижение, как окружной скорости пальцев, так и показателя кинематического режима работы.

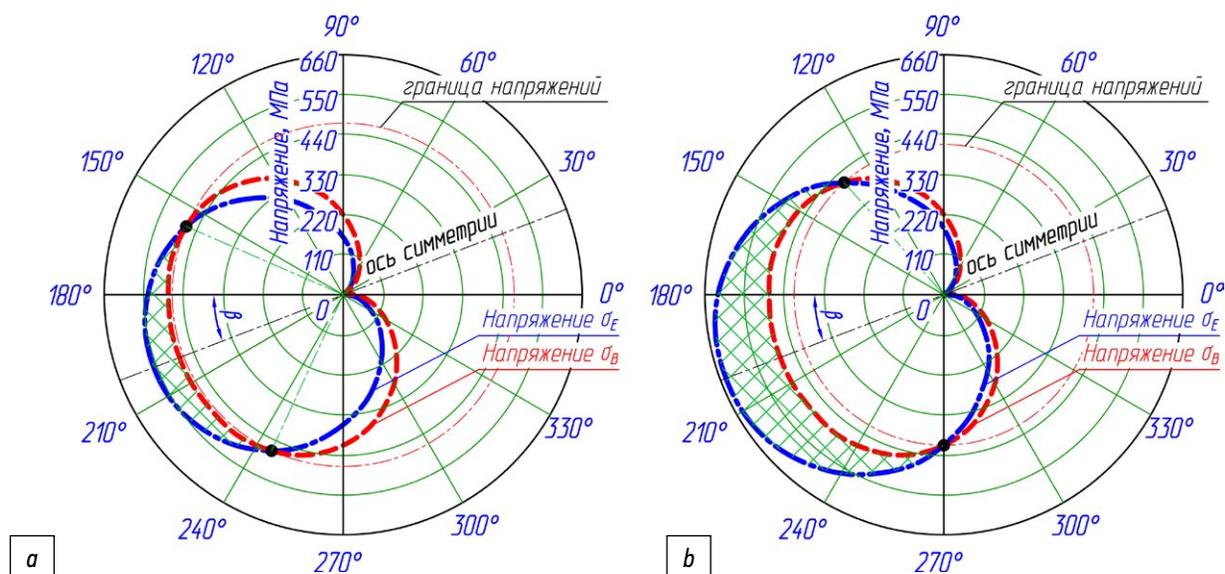
Стоит отметить, что графики изменения показателя кинематического режима работы (как и другие нижеприведенные в данной работе графики) являются симметричными относительно линии, расположенной под углом наклона  $\beta$  к горизонтальной оси, который равен углу наклона эксцентрика пальчикового механизма (см. рис. 3).

На рис. 7, *a* приведены полярные графики изменения напряжений в точках  $B$  и  $E$  (полученных по выражению (20)) пальца шнека базовой конструкции пальчикового механизма в зависимости от угла поворота кривошипа. Как видно из графиков, напряжения в точке  $E$  начинают превышать напряжения в точке  $B$  начиная с угла поворота



**Рис. 6.** Графики изменения кинематических параметров пальчикового механизма в зависимости от угла поворота кривошипа: *a* – график изменения проекции вектора окружной скорости по осям  $X$  и  $Y$  пальца (точка  $C$ ); *b* – график изменения показателя кинематического режима работы.

**Fig. 6.** Graphs of finger mechanism kinematic parameters change depending on crankshaft angle: *a* – the graph of change of circular velocity vector projections onto  $X$ - and  $Y$ -axes of a finger (p.  $C$ ); *b* – the graph of change of the indicator of kinematic operation mode.



**Рис. 7.** Графики изменения напряжений в проверяемых сечениях пальца в зависимости от угла поворота кривошипа: *a* – до оптимизации; *b* – после оптимизации.

**Fig. 7.** Graphs of stress change in examined cross-sections depending on crankshaft angle: *a* – before optimization; *b* – after optimization.

кривошипа  $157^\circ$ , а заканчиваются на угле  $244^\circ$ . В результате угол  $KAD$  охвата зоны возможной поломки пальца пальчикового механизма до проведения его оптимизации составляет  $87^\circ$  (см. заштрихованный участок рис. 4, *a*).

Таким образом, полученный график показывает, что положение предохранительной проточки на пальце в базовой конструкции пальчикового механизма выбрано не оптимально, т.к. зона возможной поломки пальца по проточке не охватывает нижнюю зону шнека (угол поворота кривошипа  $270^\circ$ ), где можно ожидать наиболее вероятную поломку пальца. Данную задачу можно решить путем подбора оптимального положения проточки на пальце шнека.

Кинематическая схема оптимизированного пальчикового механизма шнека ЗУК приведена на рис. 4, *b*, а на рис. 7, *b* для данной схемы приведены полярные графики изменения напряжений в точках *B* и *E* пальца шнека в зависимости от угла поворота кривошипа. Как видно из графиков, напряжения в точке *E* начинают превышать напряжения в точке *B* начиная с угла поворота кривошипа  $138^\circ$ , а заканчивается на угле  $270^\circ$ . В результате угол  $KAD$  охвата зоны возможной поломки пальца пальчикового механизма после проведения его оптимизации составляет  $132^\circ$  (см. рис. 4, *b*). Таким образом, в оптимизированной конструкции пальчикового механизма шнека угол охвата зоны возможной поломки пальчикового механизма увеличился в 1,5 раза по сравнению с базовой конструкцией.

Стоит отметить, что в зависимости от поставленных целевых показателей, в качестве оптимизируемых параметров могут быть выбраны и другие величины, относящиеся непосредственно к звеньям пальчикового механизма, такие как положение неподвижных точек или длины его звеньев.

## ВЫВОДЫ

Разработанная математическая модель пальчикового механизма шнека жатки ЗУК, основанная на применении векторного анализа, дает исчерпывающее описание кинематических и силовых параметров рассматриваемого механизма для всех его положений. Представленная математическая модель механизма позволила успешно провести оптимизацию параметров расположения предохранительного элемента на пальце – проточки, обеспечив тем самым максимальный угол охвата зоны возможной поломки пальца по предохранительной проточке.

Представленный в данной работе метод векторного анализа пальчикового механизма шнека жатки ЗУК легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования, а также позволяет применять различные методы оптимизации и параметризации для решения поставленной технической задачи. Применение данного метода позволяет в короткие сроки подбирать рациональные кинематические и силовые характеристики для различных проектируемых рычажных механизмов.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНО

**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 заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

## ADDITIONAL INFORMATION

**Author's contribution.** *Andrey 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. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы междунар. науч.-практ. конф. Минск, 2007. С. 32–37.
2. 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.
3. Бертяев В.Д. Теоретическая механика на базе MathCAD: практикум. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2005.
4. Мерко М.А., Колотов А.В., Меснянкин М.В. и др. Теория механизмов и машин. Рычажные механизмы: практикум. Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2016.
5. Дюжев А.А., Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Обеспечение универсальности навесного устройства энергосредства УЭС-2-250А «Полесье» с целью создания сельскохозяйственных агрегатов модульного типа // Энергосберегающие технологии и технические средства в с.-х. производстве: докл. междунар. науч.-практ. конф.: в 2 ч. Минск, 2008. Ч. 1. С. 78–74.

6. Бобыренко С.В., Котов А.В. Моделирование процесса работы механизма подпрессовки питающего аппарата кормоуборочного комбайна // Вестник БРУ. 2010. № 1(30). С. 18–26.
7. Рехлицкий О.В., Джасов Д.В., Труханович С.В. Синтез механизмов уравнивания с газовыми пружинами с использованием векторного анализа // Актуальные вопросы машиностроения: сборник научных трудов. Минск, 2013. Вып. 2. С. 106–110.
8. Коловский М.З., Евграфов А.Н., Семенов Ю.А. и др. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. М.: Академия, 2008.
9. Савчук В.П., Медведев Д.Г., Вярвильская О.Н. Теоретическая механика: учебник. Минск: БГУ, 2016.
10. Черная Л.А. Кинематическое и кинетостатическое исследование плоских рычажных механизмов в системах MathCAD и AutoCAD: методические указания к выполнению домашнего задания по теории механизмов и механике машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.
11. Резник Н.Е. Кормоуборочные комбайны. М.: Машиностроение, 1980.
12. Турбин Б.Г., Лурье А.Б., Григорьев С.М. и др. Сельскохозяйственные машины: Теория и технологический расчет. Л.: Машиностроение, 1967.

## REFERENCES

1. Kotov AV, Chuprynin YuV. Application of vector analysis in the design of lever mechanisms. In: *Scientific and technical progress in agricultural production: materials of the international scientific-practical. conf.* Minsk; 2007:32–37.
2. Kotov AV, Chuprynin YuV. 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.
3. Bertyaev VD. *Theoretical mechanics based on MathCAD: workshop.* Saint Petersburg: BKhV-Peterburg; 2005.
4. Merko MA, Kolotov AV, Mesnyankin MV. et al. *Theory of mechanisms and machines. Lever mechanisms: workshop.* Krasnoyarsk: Sib. feder. un-t; 2016.
5. Dyuzhev AA, Kotov AV, Chuprynin YuV. Ensuring the universality of the hinged device of the power facility UES-2-250A "Polesye" in order to create modular-type agricultural units. In: *Energy-saving technologies and technical means in agriculture. production: dokl. intl. scientific-practical. conf.: in 2 parts.* Minsk; 2008;1:78–74.
6. Bobyrenko SV, Kotov AV. Simulation of the process of operation of the mechanism for pre-pressing the

- feeding apparatus of a forage harvester. *Vestnik BRU.* 2010;1(30):18–26.
7. Rekhlytsky OV, Dzhasov DV, Trukhanovich SV. Synthesis of balancing mechanisms with gas springs using vector analysis. In: *Topical issues of mechanical engineering: a collection of scientific papers.* Minsk;2013;2:106–110.
8. Kolovsky MZ, Evgrafov AN, Semenov YuA. et al. *Theory of mechanisms and machines: textbook. allowance for students.* Moscow: Akademiya; 2008.
9. Savchuk VP, Medvedev DG, Vyarvilskaya ON. *Theoretical mechanics: textbook.* Minsk: BGU; 2016.
10. Chernaya LA. Kinematic and kinetostatic study of flat lever mechanisms in MathCAD and AutoCAD systems: guidelines for homework on the theory of mechanisms and mechanics of machines. Moscow: MG TU im. NE Bauman; 2017.
11. Reznik NE. *Forage harvesters.* Moscow: Mashinostroenie; 1980.
12. Turbin BG, Lurie AB, Grigoriev SM. et al. *Agricultural machines: Theory and technological calculation.* Leningrad: Mashinostroenie; 1967.

## ОБ АВТОРЕ

**Котов Андрей Викторович,**

ведущий инженер-конструктор;

адрес: Республика Беларусь, 246020, Гомель,

ул. Владимирова, д. 16;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7247-043X>;

eLibrary SPIN: 2820-0804;

e-mail: androskv@mail.ru

## AUTHOR'S INFO

**Andrey V. Kotov,**

Lead Design Engineer;

address: 16 Vladimirova street, 246020 Gomel, Republic

of Belarus;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7247-043X>;

eLibrary SPIN: 2820-0804;

e-mail: androskv@mail.ru