

УДК 621.01+631.354.2.076

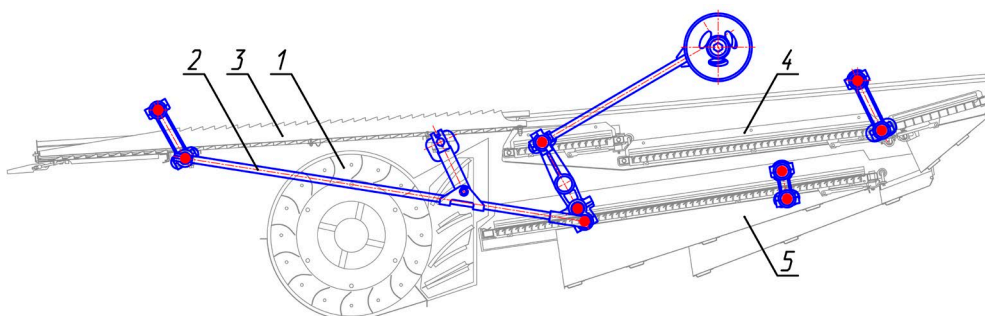
DOI 10.52928/2070-1616-2026-54-2-7-13

**СПОСОБ ОЦЕНКИ УГЛОВ ЗАКРУЧИВАНИЯ САЙЛЕНТБЛОКОВ
В МЕХАНИЗМЕ ПРИВОДА ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА**А.В. КОТОВ^{1,2},ORCID <https://orcid.org/0000-0001-7247-043X>канд. физ.-мат. наук, доц. Д.Г. КРОЛЬ²ORCID <https://orcid.org/0000-0001-8385-2492>¹(ОАО «Сейсмотехника», Гомель)²(Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого)

Представлен способ оценки углов закручивания сайлентблоков в механизме привода очистки зерноуборочного комбайна на этапе его математического моделирования. Изложен новый аналитический способ оценки деформационной нагруженности сайлентблоков, основанный на применении теории комплексных чисел в кинематическом анализе механизма очистки. Данный способ позволяет через аргумент вектора комплексного числа получать функциональные зависимости углов закручивания сайлентблоков для шарниров механизма привода очистки в зависимости от обобщенной координаты. Разработан простой и эффективный алгоритм для расчета итогового коэффициента использования допустимого угла закручивания сайлентблока, который позволяет наглядно оценивать соответствие выбранных сайлентблоков кинематическим требованиям на стадии проектирования, что исключает их неправильный подбор.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, система очистки, механизм привода, сайлентблок, угол закручивания, кинематический анализ, теория комплексных чисел, математическое моделирование.

Введение. Очистка зерна – один из важнейших этапов работы зерноуборочного комбайна (ЗУК), в процессе которого под действием вентилятора и вибрации происходит завершающее выделение зерна из зернового вороха, недомолоченных колосьев и др. примесей. Функциональная эффективность всей системы в значительной степени зависит от механизма привода очистки, чья кинематика определяет характер колебательного движения всех рабочих звеньев и связанных с ними решет. Достаточно высокая частота колебаний звеньев в сочетании со значительными массово-инерционными характеристиками решет (включая технологическую массу убираемой культуры) позволяет отнести данный механизм к ключевым источникам динамической нагрузки на раму ЗУК. Для снижения указанной динамической нагрузки в шарнирах механизма привода очистки традиционно используются сайлентблоки (упругие шарниры). Данные элементы представляют собой резинометаллические (иногда с полиуретановой вставкой) шарниры, которые за счет эластичности упругого элемента выполняют функцию демпфирования колебаний, а также обеспечивают подвижность соединяемых звеньев, но в достаточно ограниченном диапазоне угла закручивания. На рисунке 1 приведена система очистки ЗУК с выделенными местами установки сайлентблоков в механизме привода очистки.



1 – вентилятор; 2 – механизм привода очистки; 3 – стрясная доска; 4 – верхний решетный стан;
5 – нижний решетный стан

Рисунок 1. – Система очистки зерноуборочного комбайна

Ресурс сайлентблоков во многом определяется их правильным выбором по допускаемому углу закручивания, а также действующей максимальной радиальной нагрузке. Количественная оценка указанных характеристик сайлентблоков на сегодня в условиях эксплуатации достаточно затруднена. Поэтому на практике данные параметры рассчитываются на стадии предварительного проектирования на соответствующих математических или виртуальных моделях.

Несмотря на большое разнообразие конструкций систем очистки ЗУК, в т.ч. кинематических схем механизма привода, моделирование данных систем достаточно полно представлено в научной литературе. Известны работы, связанные с исследованием кинематики механизма привода очистки [1–3], с расчетом его силовой нагруженности [2; 4], с решением задачи уравнивания¹ [5; 6], с моделированием движения воздушной и технологической массы [7–9], а также с виртуальными испытаниями в программном комплексе динамического анализа систем твердых тел [10]. Однако вопросу методики расчета углов закручивания сайлентблоков с помощью данных моделей до сих пор не уделялось должного внимания [11].

Некорректный подбор сайлентблока приводит к постепенным сбоям в работе механизма привода очистки, росту динамических нагрузок и, как следствие, простоев техники, что недопустимо в условиях жестких сроков проведения уборочной кампании. В связи с этим оперативная оценка рабочих параметров сайлентблоков (в первую очередь углов закручивания) на этапе математического моделирования механизма привода очистки ЗУК представляет собой актуальную научно-практическую задачу. Ее решение позволит своевременно, еще на стадии проектирования, скорректировать кинематическую схему для оптимизации характеристик узла и предотвратить возможные эксплуатационные сбои в работе системы очистки.

Цель и постановка задачи. Предложить способ оперативной оценки углов закручивания сайлентблоков в механизме привода очистки ЗУК. Предлагаемый подход позволяет еще на этапе предварительного проектирования и виртуальных испытаний количественно оценить деформационную нагруженность сайлентблоков, что является необходимым условием для обеспечения их надежности, а также устойчивого протекания всего технологического процесса очистки. Для достижения указанной цели была разработана соответствующая математическая модель механизма привода очистки ЗУК, предложены аналитические зависимости и алгоритм для количественной оценки допустимых значений углов закручивания сайлентблоков с помощью соответствующего коэффициента.

Материалы и методы. При разработке математической модели механизма привода очистки использовался метод преобразования координаты в неизменном базисе с применением теории комплексных чисел. Основные параметры углов закручивания сайлентблоков механизма были рассчитаны через аргумент вектора комплексного числа.

Основная часть. В качестве объекта исследования был выбран механизм привода очистки ЗУК КЗС-1218 «ПАЛЕССЕ GS12» производства ОАО «Гомсельмаш». Данный механизм представляет собой пространственную конструкцию, симметричную относительно своей продольной плоскости, который с рядом допущений может быть сведен к плоской расчетной схеме, кинематическая схема которой приведена на рисунке 2. В качестве ведущего звена выступает кривошип AB , который через шатун BC приводит в колебательное движение все оставшиеся звенья механизма. К звеньям механизма привода очистки крепятся стрясная доска и решетка (не показаны на рисунке 2), которые колеблются в противофазе для перемещения и очистки поступающей технологической массы.

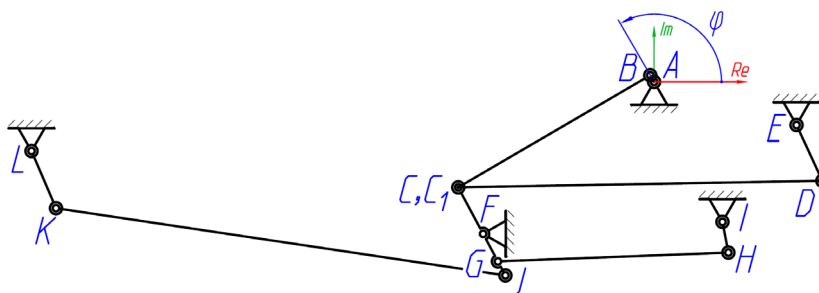


Рисунок 2. – Кинематическая схема механизма привода очистки зерноуборочного комбайна

При разработке математической модели рассматриваемого механизма привода очистки ЗУК был использован метод преобразования координат в неизменном базисе с применением теории комплексных чисел [12; 13], а аналитическое описание кинематики проводилось в последовательности, изложенной в работе [1]. Использование аппарата теории комплексных чисел в кинематическом анализе механизма привода очистки ЗУК было выбрано неслучайно, т.к. по сравнению с классическими методами данный метод обладает рядом существенных преимуществ: минимальное числа аналитических выражений, применение только элементарных операций сложения, вычитания и умножения, а также быстрый доступ к угловым параметрам звеньев механизма. Все это позволило элегантно описать кинематику рассматриваемого рычажного механизма.

¹ Мартыненко Д.С. Повышение эффективности системы очистки зерноуборочного комбайна путем применения рекуперативного привода решет и транспортной доски: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Мартыненко Дмитрий Сергеевич. – Тюмень, 2015. – 170 л.

Рассматриваемый механизм обладает одной степенью свободы, поэтому положение всех его характерных точек однозначно определяется углом φ поворота входного звена – кривошипа AB относительно действительной оси комплексной плоскости. Этот угол принят в качестве обобщенной координаты. При построении математической модели начало системы координат комплексной плоскости (Re, Im – соответственно глобальная ось абсцисс и ординат) разместим в неподвижной опоре A , а в качестве входных параметров примем координаты неподвижных опор и размеры звеньев.

В результате математического моделирования была описана кинематика рассматриваемого механизма привода очистки ЗУК с помощью теории комплексных чисел и были получены радиус-векторы всех характерных точек в функции от обобщенной координаты (для обозначения вектора комплексного числа используется знак нижнего подчеркивания):

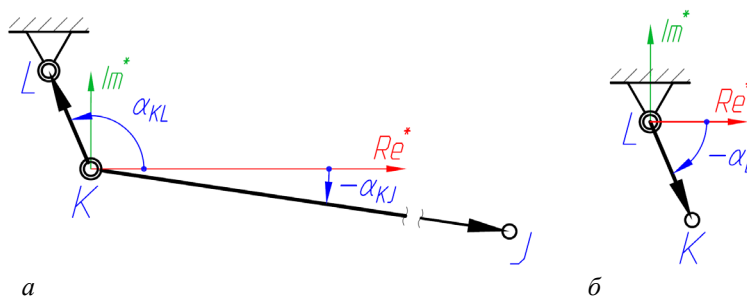
$$\underline{B}(\varphi), \underline{C}(\varphi), \underline{D}(\varphi), \underline{G}(\varphi), \underline{J}(\varphi), \underline{H}(\varphi), \underline{K}(\varphi)$$

Как показали результаты исследования [13], математические модели плоских рычажных механизмов, построенные с помощью математического аппарата комплексных чисел, позволяют достаточно эффективно находить все угловые характеристики звеньев (угол наклона, аналого угловой скорости и ускорения) через аргумент комплексного числа, что в общем виде можно выразить как

$$\alpha_i(\varphi) = \arg(\underline{r}_i(\varphi)); \quad \omega_{qi}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \arg(\underline{r}_i(\varphi)); \quad \varepsilon_{qi}(\varphi) = \frac{d^2}{d\varphi^2} \arg(\underline{r}_i(\varphi)),$$

где \underline{r}_i – радиус-вектор i -го звена рычажного механизма, представленный в виде комплексного числа.

Опираясь на это свойство, покажем способ оперативной оценки величины углов закручивания сайлентблоков в шарнирах звеньев (например, в т. K) и шарнирах опор (например, в т. L) механизма привода очистки ЗУК, используя расчетные схемы, приведенные на рисунке 3.



а – сайлентблок в шарнире звеньев; **б** – сайлентблок в шарнире опоры

Рисунок 3. – Расчетные схемы к оценке угла закручивания сайлентблоков в шарнирах

Первым рассмотрим сайлентблок в шарнире, соединяющим звенья KL и KJ . Углы наклона данных звеньев к действительной оси локальной системы координат комплексной плоскости (Re^*, Im^* – соответственно локальная ось абсцисс и ординат) найдем как (см. рисунок 3, a):

$$\alpha_{KL}(\varphi) = \arg(\underline{KL}(\varphi)); \quad \alpha_{KJ}(\varphi) = \arg(\underline{KJ}(\varphi)),$$

где \underline{KL} и \underline{KJ} – направляющие векторы соответствующих звеньев, представленные в виде комплексных чисел.

Разность полученных углов по модулю даст функцию изменения угла закручивания сайлентблока в шарнире K в зависимости от изменения обобщенной координаты:

$$\alpha_K(\varphi) = |\alpha_{KL}(\varphi) - \alpha_{KJ}(\varphi)| \tag{1}$$

Рассчитываемый через аргумент вектора комплексного числа угол наклона звена может быть положительным или отрицательным в зависимости от того, в каком направлении относительно действительной оси комплексной плоскости он отсчитывается. Если угол поворота отсчитывается против движения часовой стрелки (см. рисунок 3), то угол будет принимать положительное значение, а если по часовой – отрицательное. Данное обстоятельство объясняет наличие знака разности в выражении (1), а использование модуля позволяет учесть свойство коммутативности для вычисляемых угловых величин.

График функции (1) представляет собой синусоиду (рисунок 4, a), имеющую смещение по фазе и два экстремума, соответствующие двум крайним положениям ведущего звена (кривошипа), которые ограничивают максимальные углы закручивания сайлентблоков. Важным параметром, влияющим на долговечность сайлент-

блоков, является скорость их закручивания. На рисунке 4, б представлена графическая зависимость аналога угловой скорости угла закручивания от обобщенной координаты $\omega_{qK}(\varphi)$:

$$\omega_{qK}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \alpha_K(\varphi). \quad (2)$$

Приравняв нулю выражение (2) и решив численно полученное уравнение (например, с помощью математического пакета PTC MathCAD), можно найти углы поворота кривошипа для двух крайних положений:

$$\{\omega_{qK}(\varphi) = 0, \varphi_i \in [0; 2\pi]\} = \varphi_{\min}, \varphi_{\max}.$$

Используя найденные значения, найдем минимальное и максимальное значение угла закручивания сайлентблока в шарнире K :

$$\alpha_K^{\min} = \alpha_K(\varphi_{\min}); \quad \alpha_K^{\max} = \alpha_K(\varphi_{\max}).$$

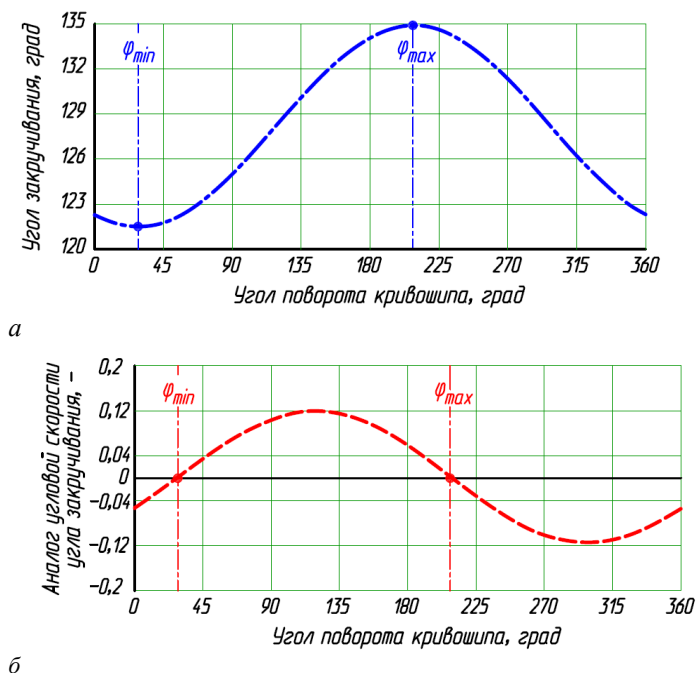
Дополнительные параметры угла закручивания сайлентблока, такие как размах, амплитуда и среднее значение, можно рассчитать как

$$\alpha_K^r = \alpha_K^{\max} - \alpha_K^{\min}; \quad \alpha_K^a = 0,5\alpha_K^r; \quad \alpha_K^m = \alpha_K^{\min} + \alpha_K^a.$$

Окончательно оценить угол закручивания сайлентблока удобно с помощью итогового коэффициента использования допустимого угла закручивания:

$$k_\alpha^K(\varphi) = \frac{|\alpha_K(\varphi) - \alpha_K^m|}{[\alpha]} \leq 1, \quad (3)$$

где $[\alpha]$ – допустимый угол закручивания для предварительно выбранного типоразмера сайлентблока согласно справочным данным, рад.



a – угол закручивания; b – аналог угловой скорости угла закручивания

Рисунок 4. – График изменения угловых параметров для сайлентблока в шарнире K механизма

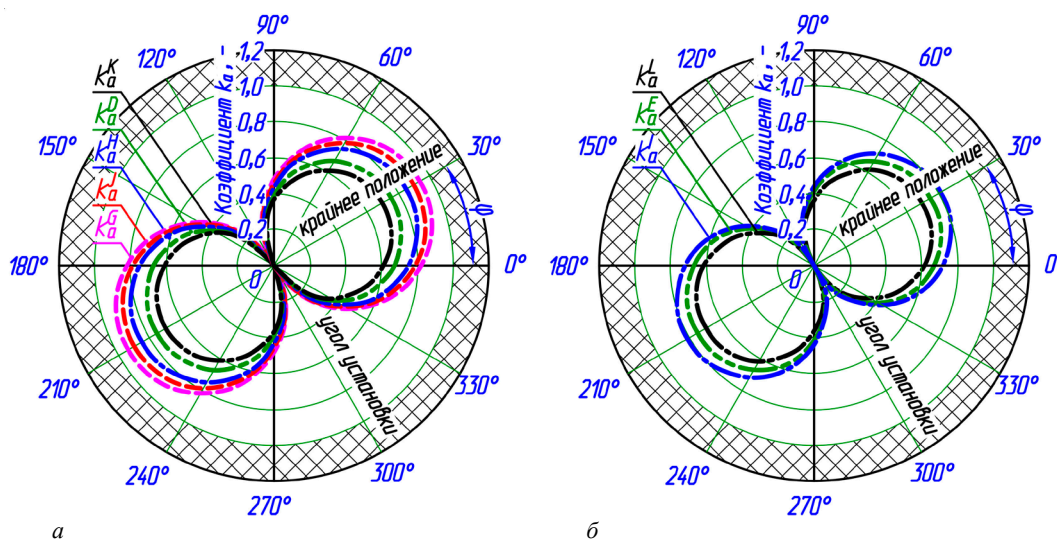
Выражение (3) позволяет наглядно проводить графическую оценку углов закручивания всех сайлентблоков механизма привода очистки на одном графике (годографе). Если коэффициент угла закручивания не превышает значение, равное 1, то подобранный сайлентблок удовлетворяет условию обеспечения требуемого угла закручивания. Если значение превышает 1, то необходимо выбрать следующий типоразмер сайлентблока или внести изменения в кинематическую схему механизма привода очистки для ужесточения углов закручивания в анализируемом шарнире.

По аналогии с вышеприведенными выражениями можно рассчитать угол закручивания в шарнире L опоры (см. рисунок 3, б). В этом случае функцию угла закручивания сайлентблока в шарнире рассчитывается сразу, без использования выражения (1):

$$\alpha_L(\varphi) = \arg(LK(\varphi))$$

Дальнейший порядок действий будет аналогичен расчету для угла закручивания сайлентблока в шарнире K , соединяющего два звена, и не будет приводиться в данной работе.

Годографы изменения углов закручивания сайлентблоков в шарнирах звеньев механизма привода очистки ЗУК КЗС-1218 «ПАЛЕССЕ GS12» приведены на рисунке 5, а, а в шарнирах опор – на рисунке 5, б.



а – результаты расчета в шарнирах звеньев; б – результаты расчета в шарнирах опор

Рисунок 5. – Годографы изменения коэффициента угла закручивания сайлентблоков в шарнирах механизма привода очистки

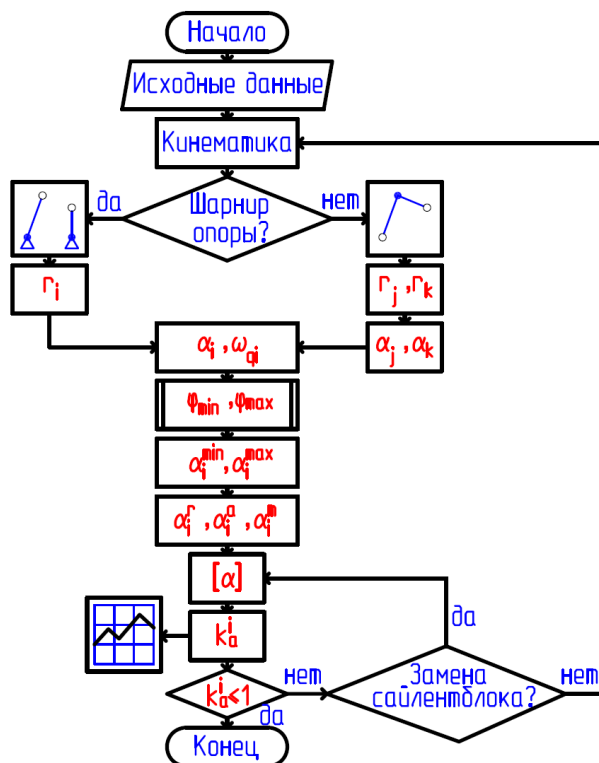


Рисунок 6. – Блок-схема алгоритма для оценки углов закручивания в сайлентблоке

Как видно из результатов приведенного расчета во всех шарнирах механизма привода очистки ЗУК, коэффициент использования допустимого угла закручивания сайлентблоков не превышает значения 1 (находится внутри незаштрихованной области) при допустимом значении угла закручивания выбранного сайлентблока $[\alpha] = 9,5^\circ$. Стоит также отметить, что полученные графики изменения коэффициента угла закручивания являются симметричными относительно прямой, расположенной под углом, который соответствует углу установки сайлентблоков в механизме (см. рисунок 5). Данная прямая линия расположена перпендикулярно прямой, проходящей через максимальные значения углов закручивания в крайних положениях механизма привода очистки.

Вышеописанный алгоритм аналитической оценки углов закручивания сайлентблоков механизма привода очистки можно представить в виде блок-схемы (см. рисунок 6).

Представленный выше способ требует дополнительной доработки, если на кинематической схеме механизма наблюдаем совпадение вращательных кинематических пар (шарниров), например C и C_1 (см. рисунок 2). Тогда необходимо ввести базисное звено, по отношению к которому будем определять действительные углы закручивания. Для нашего случая можно принять за такое звено CF . Тогда в шарнире C будем определять угол закручивания звена CD относительно звена CF , а в шарнире C_1 – угол закручивания звена C_1B относительно звена CF .

Закключение. Предложенный способ позволил аналитически провести оперативную количественную оценку углов закручивания сайлентблоков механизма привода очистки с помощью математического аппарата теории комплексных чисел через аргумент вектора комплексного числа. Способ является универсальным, не зависит от кинематической схемы механизма привода очистки и может быть успешно применен к любым плоским рычажным механизмам, требующим соответствующей оценки углов закручивания в шарнирах. Реализация предложенного алгоритма расчета в соответствии с блок-схемой не представляет особой сложности для современных математических пакетов, способных оперировать с комплексными числами.

ЛИТЕРАТУРА

1. 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.
2. Кинематический и силовой анализ двухстанной очистки зерноуборочного комбайна / Д.А. Дубовик, В.И. Прибыльский, А.А. Новиков // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. – 2019. – № 6. – С. 78–90. DOI: 10.1134/S023571191906004X
3. Mathematical modeling and research of the work of the grain combine harvester cleaning system / I. Badretdinov, S. Mudarisov, R. Lukmanov et al. // *Computers and Electronics in Agriculture*. – 2019 – № 165 – P. 104966. DOI: 10.1016/j.compag.2019.104966
4. Обоснование выбора силового метода снижения динамической нагруженности привода системы очистки зерноуборочного комбайна типа «ПОЛЕСЬЕ» / Л.И. Бойко, Н.Л. Ракова, Т.В. Бойко и др. // *Агропанорама*. – 2016. – № 5(117). – С. 9-14.
5. Климович О.В., Бойко Т.В. Экспериментальные исследования рекуперативного привода системы очистки зернового вороха комбайна // *Агропанорама*. – 2011. – № 6(88). – С. 11–14.
6. Бойко Л.И. Механика приводов колеблющихся рабочих органов машин. – Минск: Мэджик Бук, 2003. – 240 с.
7. Калиновский А.А. Расчетная оценка влияния движения решет на аэродинамические потоки в системе очистки зерноуборочного комбайна // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2024. – № 4(69). – С. 97–104. DOI: 10.46864/1995-0470-2024-4-69-97-104
8. Сороченко С.Ф. Система очистки зерноуборочного комбайна для работы на склонах. – Барнаул: АлтГТУ, 2023. – 148 с.
9. Zhao Z., Yang X., Zhang G. Analysis and optimization test of operation process of cleaning device of corn seed harvester. *INMATEH-Agricultural Engineering*, 2022. – P. 211–220. DOI: 10.35633/inmateh-68-21
10. Котов А.В., Чупрынин Ю.В., Дюжев А.А. Проектирование и исследование механизма очистки зерноуборочного комбайна при помощи пакета ADAMS // *Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития: доклады Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 80-летию со дня рождения д.т.н., проф. В.А. Скотникова / Минск (11–14 февр.) 2009 г. / редкол.: А. В. Кузьмицкий и др. – Минск: БГАТУ, 2009. – С. 165–171.*
11. Анализ кинематики механизма системы очистки роторного зерноуборочного комбайна / Д.В. Джасов, О.В. Прядко, Н.В. Иноземцева // *Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра: сб. науч. ст. 7-й междунар. науч.-практич. конф.: в 2 ч. / Гомель (17 нояб. 2023 г.) / НТЦК ОАО «Гомсельмаш». – Гомель, 2023. – С. 74–79.*
12. Котов А.В., Кроль Д.Г. Кинематический и силовой анализ механизма подъема наклонной камеры зерноуборочного комбайна с применением теории комплексных чисел // *Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения: сб. науч. работ*. – 2025. – № 1(24). – С. 40–48.
13. Котов А.В., Кроль Д.Г. Способ и программная реализация кинематического анализа кулисного механизма // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2025. – № 4(73). – С. 25–30. DOI: 10.46864/1995-0470-2025-4-73-25-30

14. Баран И.А., Попов В.Б. К вопросу о повышении производительности системы очистки самоходного зерноуборочного комбайна // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. – 2023. – № 1(92). – С. 20-30.

Поступила 09.02.2026

METHOD FOR ESTIMATION OF TORSION ANGLES OF SILENT BLOCKS IN THE CLEANING DRIVE MECHANISM OF A GRAIN HARVESTER

A. KOTOV^{1,2}, D. KROL²

¹(JSC Seismotekhnika, Gomel)

²(Sukhoi State Technical University of Gomel)

A method for estimating silent block torsion angles in a combine harvester's cleaning drive mechanism during its mathematical modeling is presented. This paper presents a new analytical approach for assessing the deformation load of silent blocks, based on the application of complex number theory to the kinematic analysis of the cleaning mechanism. This method allows one to obtain functional dependencies for silent block torsion angles for the cleaning drive mechanism hinges, depending on a generalized coordinate, using the argument of a complex number vector. A simple and effective algorithm for calculating the final utilization factor for the permissible silent block torsion angle has been developed. This algorithm allows for a visual assessment of the compliance of selected silent blocks with kinematic requirements at the design stage, thereby eliminating incorrect selection.

Keywords: grain harvester, cleaning system, drive mechanism, silent block, twist angle, kinematic analysis, complex number theory, mathematical modeling.