

**ИНТЕГРАЛЬНАЯ ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ
УПРУГИХ ШАРНИРОВ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА
ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА**

Котов А.В., androskv@mail.ru

ОАО «Сейсмотехника», Беларусь

к.ф.-м.н., доцент **Кроль Д.Г.**

Гомельский государственный технический университет
имени П.О. Сухого, Беларусь

**INTEGRAL ASSESSMENT OF THE LOADING OF ELASTIC JOINTS OF THE
CLEANING DRIVE MECHANISM OF A COMBINE HARVESTER**

Kotov A.V., androskv@mail.ru

JSC Seismotekhnika, Belarus

*candidate of physical and mathematical sciences, associate professor Krol D.G.
Sukhoi State Technical University of Gomel, Belarus*

Аннотация. Предложена методика интегральной оценки нагруженности упругих шарниров (сайлентблоков) механизма привода очистки зерноуборочного комбайна. Методика базируется на двух независимых критериях, учитывающих угол закручивания упругого шарнира (деформационная составляющая) и модуль полной реакции в шарнире (силовая составляющая). Такое разделение позволяет комплексно оценивать нагруженность упругих элементов, работающих в условиях сложного кинематического и силового воздействия. Приведены результаты апробации предложенных критериев на примере механизма привода очистки зерноуборочного комбайна. Результаты показывают, что разработанный подход обеспечивает наглядную и физически обоснованную картину распределения нагруженности по шарнирам и может быть использован для прогнозирования их ресурса.

Annotation. A method for integrating the load assessment of elastic hinges (silent blocks) in a combine harvester cleaning drive mechanism is proposed. The method is based on two independent criteria, taking into account the elastic hinge twist angle (deformation component) and the total reaction modulus in the hinge (force component). This separation allows for a comprehensive assessment of the load on elastic elements operating under complex kinematic and force conditions. The results of testing the proposed criteria using a combine harvester cleaning drive mechanism as an example are presented. The results demonstrate that the developed approach provides a clear and physically justified picture of the load distribution across the hinges and can be used to predict their service life.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, механизм привода очистки, шарнир, реакция, угол закручивания, нагруженность, интегральная оценка.

Key words: grain harvester, cleaning drive mechanism, hinge, reaction, twist angle, load, integral assessment.

Введение.

Современные зерноуборочные комбайны (ЗУК) относятся к классу сложных технических систем, надежность которых в значительной степени опреде-

ляется работоспособностью их узлов и агрегатов. Критическую роль в обеспечении ресурса ЗУК играют шарнирные соединения рычажных механизмов, испытывающие в процессе работы значительные динамические нагрузки. Механизм привода очистки – один из ключевых элементов ЗУК – содержит большое количество упругих шарниров (сайлентблоков), функционирующих в условиях интенсивного переменного нагружения.

Традиционные методы оценки нагруженности упругих шарниров, основаны на сравнении расчетных максимальных значений нагрузок или контактных напряжений с их допустимыми значениями [1, 2]. Недостатком таких подходов является отсутствие учета кинематической (деформационной) составляющей, что не позволяет получить полную картину о состоянии нагруженности упругих шарниров. Наряду с расчетными методами известны экспериментальные способы оценки эксплуатационных [3] и силовых [4] характеристик упругих шарниров в различных конструкциях, однако их применение возможно только на этапе испытаний реальных конструкций и не реализуемо на стадии конструкторской разработки и математического моделирования при отсутствии физического прототипа. В связи с этим актуальной является задача разработки интегрального подхода, объединяющего силовые и деформационные факторы в единую систему критериев, пригодную для прогнозирования ресурса упругих шарниров на этапе проектирования и математического моделирования.

Цель исследования.

Разработка методики интегральной оценки нагруженности упругих шарниров плоских рычажных механизмов, объединяющей анализ углов закручивания и модулей полных реакций, что позволяет количественно оценить суммарную нагруженность шарнира за цикл.

Постановка задачи.

Известные на сегодняшний день конструкции механизмов привода очистки ЗУК, несмотря на выполнение ими одних и тех же функций, могут существенно отличаться своими кинематическими схемами [5, 6]. Но, несмотря на такое разнообразие кинематических схем, в большинстве шарнирах механизма

привода очистки используются упругие шарниры – сайлентблоки. Особенностью таких шарниров является наличие ограничений на максимальную нагрузку (радиальную и осевую), а также на максимальный угол закручивания. Превышение допустимых значений негативно сказывается на ресурсе сайлентблоков [7], что может привести к их выходу из строя и, как следствие, к простоям ЗУК, что недопустимо в условиях ограниченных сроков уборочной кампании.

Методы исследований.

Механизм привода очистки ЗУК представляет собой пространственную конструкцию, симметричную относительно своей продольной плоскости, что позволяет его представить (с учетом ряда допущений) в виде плоского рычажного механизма с одной степенью свободы. Объектом исследования в данной работе был выбран механизм привода очистки ЗУК КЗС-1218 «ПАЛЕССЕ GS12», кинематическая схема которого приведена на рисунке 1. Предполагается, что для данного механизма решены задачи кинематического и силового анализа с применением теории комплексных чисел. Кинематический анализ выполнен методом преобразования координат в неизменном базисе [8], а силовой – с помощью метода тангенциальных и нормальных составляющих реакций [9].

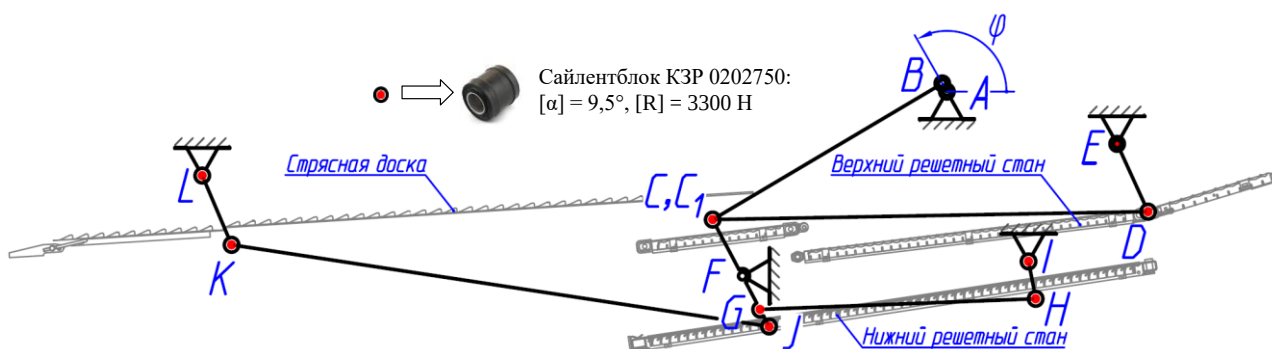


Рисунок 1 – Кинематическая схема механизма привода очистки ЗУК

Используя результаты кинематического анализа, углы закручивания сайлентблоков механизма привода очистки могут быть определены через аргумент вектора комплексного числа согласно алгоритму, описанному в работе [10].

Зная допустимый угол закручивания для сайлентблока, введем коэффициент использования по данному параметру:

$$k_{\alpha}^i(\varphi) = \frac{\alpha_i(\varphi)}{[\alpha]}, \quad (1)$$

где α_i – расчетное значение угла закручивания i -го шарнира, рад;

$[\alpha]$ – допустимый угол закручивания для выбранного типоразмера сайлент-блока (в рамках унификации конструкции данное значение принимается одинаковым для всех шарниров одного типоразмера согласно справочным данным), рад;

φ – угол поворота ведущего звена (кривошипа), рад.

Используя результаты силового анализа, модуль полной реакции для каждого упругого шарнира может быть найден согласно алгоритму, описанному в работе [9]. Зная допустимую радиальную нагрузку для сайлентблока, введем коэффициент использования по данному параметру:

$$k_R^i(\varphi) = \frac{|\underline{R}_i(\varphi)|}{[R]}, \quad (2)$$

где $\underline{R}_i$ – расчетное значение модуля вектора полной реакции для i -го шарнира, Н;

$[R]$ – допустимое значение радиальной нагрузки для выбранного типоразмера сайлентблока согласно справочным данным, Н.

Оба полученных коэффициента (1) и (2) показывают, насколько близко текущее состояние упругого шарнира к его предельно допустимому значению по каждому из рассматриваемых параметров. Данные коэффициенты могут использоваться независимо друг от друга для локальной проверки пиковых нагрузок для каждого отдельного упругого шарнира.

Для совместного учета кинематической (деформационной) и силовой составляющей нагрузки предлагается ввести следующий комбинированный интегральный коэффициент:

$$k_C^i(\varphi) = \sqrt{\frac{k_\alpha^i(\varphi)^4 + k_R^i(\varphi)^4}{k_\alpha^i(\varphi)^2 + k_R^i(\varphi)^2}} \quad (3)$$

Данный критерий обладает следующими особенностями: 1) если оба входящих в выражение коэффициента равны, то значение критерия совпадает с их величиной; 2) при доминировании одного из коэффициентов, результат стремиться к доминирующей величине; 3) результат расчета всегда находится между минимальным и максимальным значением из двух коэффициентов. Коэффициент удобно использовать для оценки общей нагруженности рычажного механизма и ранжирования между собой упругих шарниров.

Используя кинематические параметры механизма привода очистки [6] и массово-инерционные характеристики его звеньев [11], проведем оценку нагруженности упругих шарниров для ЗУК КЗС-1218 «ПАЛЕССЕ GS12». Оценка выполнена для всех упругих шарниров механизма. Однако, чтобы не перегружать графический материал, в качестве примера на рисунке 2 приведены годографы коэффициентов использования допустимого угла закручивания и радиальной нагрузки только для упругих шарниров опор E , I и L (в шарнирах A , B и F установлены подшипниковые опоры). На рисунке 3 приведен годограф изменения комбинированного интегрального коэффициента. Все представленные графические зависимости построены в функции угла поворота φ ведущего звена (кривошипа).

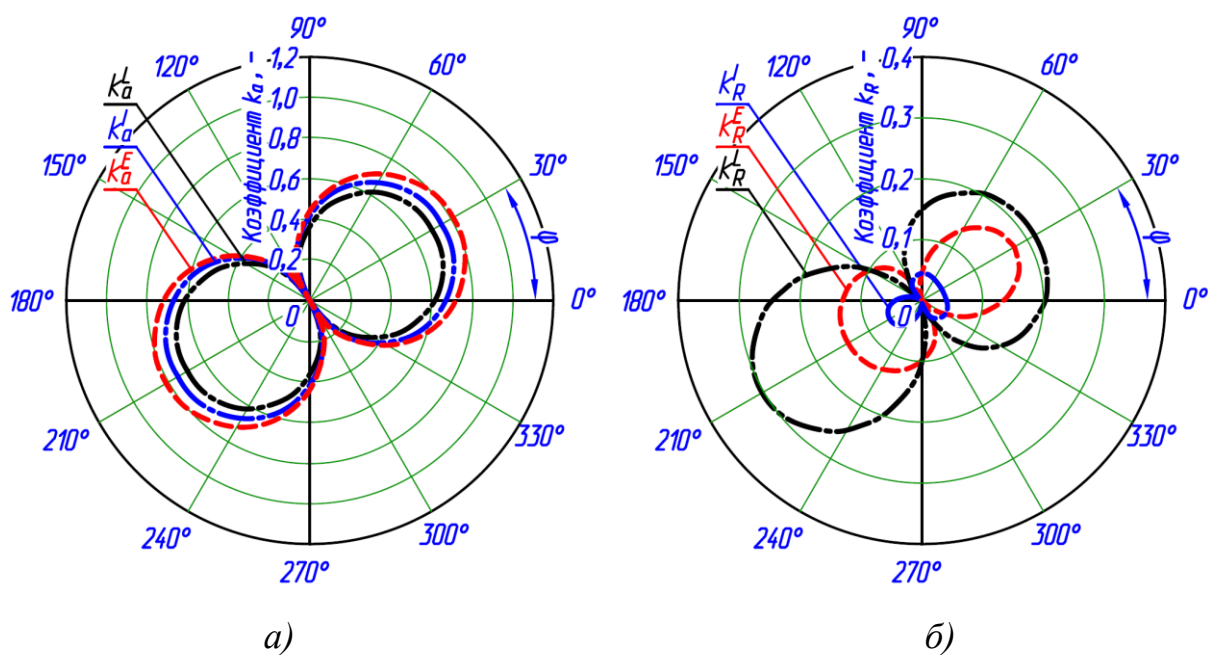


Рисунок 2 – Годограф изменения коэффициентов использования допустимого угла закручивания (а) и радиальной нагрузки (б) в шарнирах опор

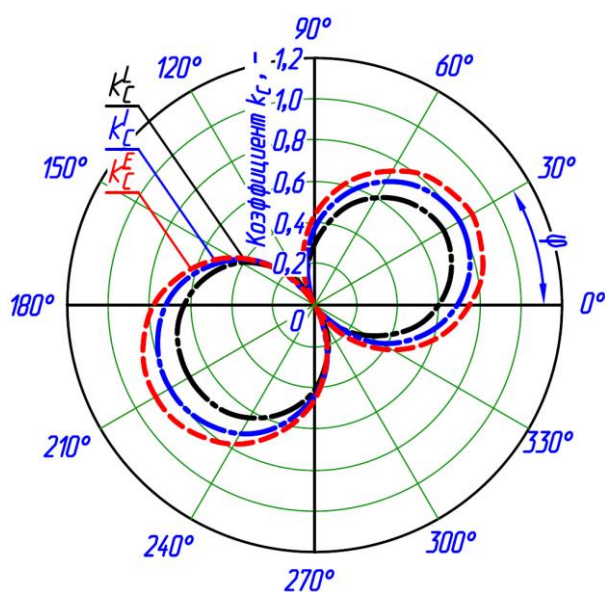


Рисунок 3 – Годограф изменения комбинированного интегрального коэффициента в шарнирах опор

Как видно из приведенных графиков годографы коэффициентов использования допустимого угла закручивания и радиальной нагрузки, имеют характерную форму «восьмерки», ориентация которой определяется кинематикой механизма. Главные оси всех годографов совпадают по направлению, что указывает на корреляцию между направлениями максимальной нагрузки и максимального

угла закручивания. При этом сама форма годографов содержит важную информацию о распределении нагруженности по циклу движения рычажного механизма, которую также можно в дальнейшем использовать для оценки его нагруженности.

Вычислим площади фигур [12], ограниченных годографами для коэффициентов (1) – (3), получив тем самым три независимые характеристики, отражающие среднюю степень нагруженности упругого шарнира по каждому из факторов:

$$S_{\alpha}^i = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{2\pi} k_{\alpha}^i(\varphi)^2 d\varphi; \quad S_R^i = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{2\pi} k_R^i(\varphi)^2 d\varphi; \quad S_C^i = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{2\pi} k_C^i(\varphi)^2 d\varphi. \quad (4)$$

Значения полученных площадей годографов коэффициентов (4) обладает следующими важными свойствами: 1) имеют размерность рад², но в безразмерных координатах; 2) учитывают все точки цикла, а не только максимумы; 3) позволяют количественно ранжировать и сравнивать упругие шарниры как между собой, так и для близких конструкций механизмов [13].

В таблице приведены результаты расчета площадей годографов коэффициентов для всех упругих шарниров механизма привода очистки ЗУК.

Таблица – Результаты расчета площадей годографов по коэффициентам

Шарнир (см. рисунок 1)	Площадь годографа по коэффициентам, рад ²			Шарнир (см. рисунок 1)	Площадь годографа по коэффициентам, рад ²		
	S_{α}	S_R	S_C		S_{α}	S_R	S_C
<i>C</i>	1,246	0,659	1,048	<i>H</i>	1,140	0,005	1,136
<i>C₁</i>	0,070	0,548	0,542	<i>I</i>	1,041	0,005	1,037
<i>D</i>	0,898	0,039	0,863	<i>J</i>	1,272	0,443	1,059
<i>E</i>	1,268	0,039	1,232	<i>K</i>	0,764	0,106	0,686
<i>G</i>	1,376	0,151	1,255	<i>L</i>	0,881	0,106	0,801

Для наиболее информативной визуализации нагруженности упругих шарниров предлагается использовать так называемую пузырьковую диаграмму, оси которой будут отражать два независимых параметра нагруженности по площадям коэффициентов (1) и (2), а размер пузырька – по площади комплексного коэффициента (3). Такая диаграмма обеспечит наглядное и физически обоснованное представление о нагруженности упругих шарниров механизма привода очистки. Положение пузырька в правом верхнем углу будет соответствовать повышенным средним нагрузкам по обоим факторам, тогда как смещение в противоположную сторону будет свидетельствовать об их снижении. Значительный размер пузырька указывает на существенный вклад как минимум одного из факторов в общую нагруженность упругого шарнира.

Результаты и обсуждение.

На рисунке 4 приведена диаграмма комплексной интегральной оценки нагруженности для всех упругих шарниров механизма привода очистки ЗУК.

Как видно из результатов расчета, большинство упругих шарниров сосредоточено примерно в одной зоне со значениями $S_{\alpha} = 0,764 \dots 1,376 \text{ рад}^2$ и $S_R < 0,151 \text{ рад}^2$. Из общей картины нагружения шарниров «выбивается» только шарнир C_1 , который связывает верхний решетный стан с шатуном (см. рисунок 1). Это главным образом связано с тем, что данный упругий шарнир имеет самый маленький угол закручивания. Также на диаграмме можно выделить три упругих шарнира C , C_1 и J испытывающих более высокое силовое нагружение $S_R = 0,443 \dots 0,659 \text{ рад}^2$ по сравнению с оставшейся группой шарниров. Самой большой площадью $S_C = 1,255 \text{ рад}^2$ обладает шарнир G , что объясняется достаточно высоким значением как коэффициента использования радиальной нагрузки, так и площади годографа по данному коэффициенту.

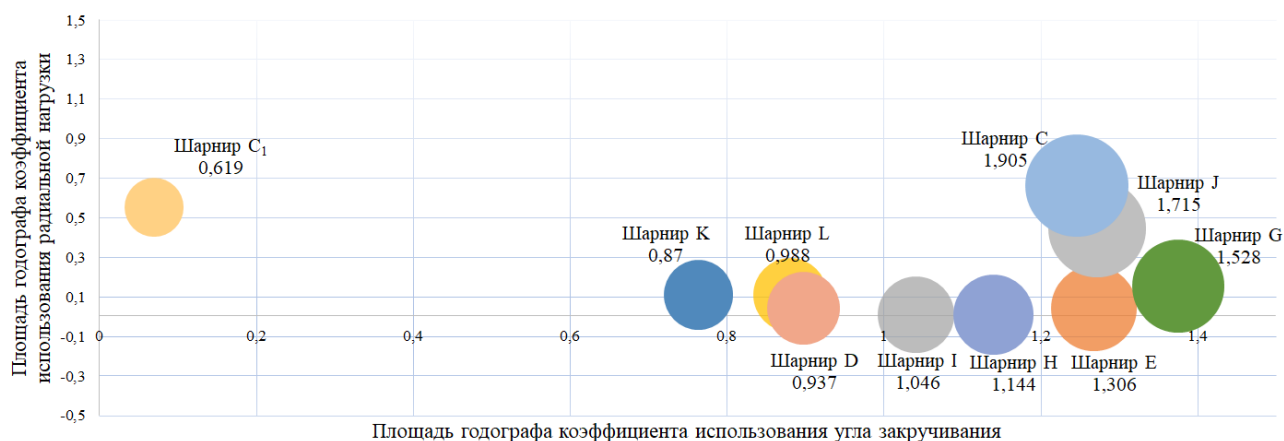


Рисунок 4 – Диаграмма комплексной интегральной оценки нагруженности упругих шарниров механизма привода очистки

Таким образом, предложенные критерии интегральной оценки нагруженности упругих шарниров дают наглядное визуальное представление о характере нагруженности с помощью гондографов и пузырьковой диаграммы.

Выводы.

Разработана методика интегральной оценки нагруженности упругих шарниров рычажных механизмов, основанная на двух независимых критериях: коэффициентах использования максимального угла закручивания и допустимой радиальной нагрузки. Данные коэффициенты, а также комбинированный интегральный коэффициент позволяют проводить объективное сравнение и ранжирование шарниров по степени их кинематической (деформационной) и силовой нагруженности (меньшие значения коэффициентов соответствуют менее нагруженным шарнирам и наоборот).

Предложенная методика интегральной оценки нагруженности упругих шарниров может быть использована для сравнительного анализа различных конструктивных вариантов механизмов привода очистки с целью выбора наиболее оптимального варианта с точки зрения их нагруженности.

Литература

1. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. М. : Машиностроение, 1977. 216 с.
2. Яворский Ю. Резина в автомобилях / пер. с польского А.М. Спички. Л. : Машиностроение, 1980. 360 с.

3. Мусафирова Г.Я., Гаврилова В.В., Землянская Н.В. Эксплуатационные характеристики резинометаллических шарниров амортизаторов легковых автомобилей // Вестник Гродненского государственного университета имени Янки Купалы. Сер. 6. Техника. 2024. Т. 14, № 2. С. 84-92. DOI: 10.52275/2223-5396-2024-14-2-84-92.
4. Федотов А.И., Тихов-Тинников Д.А., Барадиев В.С. Оборудование для экспериментального определения силовых характеристик автомобильных сайлентблоков // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2016. № 8 (115). С. 176-181. DOI: 10.21285/1814-3520-2016-8-176-181.
5. Мартыненко Д.С. Повышение эффективности системы очистки зерноуборочного комбайна путем применения рекуперативного привода решет и транспортной доски: дис. ...канд. техн. наук. Тюмень, 2015. 170 с.
6. 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.
7. Соловей Н.Ф., Мороз Л.А., Белая Н.Н. Некоторые аспекты повышения долговечности системы очистки зерноуборочного комбайна // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе - сегодня и завтра: сб. тез. докл. 4-й междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 4 нояб. 2020 г. Гомель: ОАО «Гомсельмаш», 2020. С. 32-34.
8. Котов, А. В. Кинематический и силовой анализ механизма подъема наклонной камеры зерноуборочного комбайна с применением теории комплексных чисел / А. В. Котов, Д. Г. Кроль // Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения : сборник научных работ / Брянский ГАУ. – Брянск, 2025. – № 1(24). – С. 40-48.
9. Котов А.В., Кроль Д.Г. Аналитический метод силового анализа плоских рычажных механизмов с применением теории комплексных чисел // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. 2025. № 4 (103). С. 5–15. DOI: 10.62595/1819-5245-2025-4-5-15.
10. Котов А.В., Кроль Д.Г. Способ оценки углов закручивания сайлентблоков в механизме привода очистки зерноуборочного комбайна // Вестник Полоцкого государственного университета. 2026. № 2 (54). С. 7-13. DOI: 10.52928/2070-1616-2026-54-2-7-13.
11. Кинематический и силовой анализ механизма привода двухстанной очистки зерноуборочного комбайна / Д.А. Дубовик, В.И. Прибыльский, А.А. Новиков, А.Н. Вырский // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 6. С. 78-90. DOI: 10.1134/S023571191906004X.
12. Анкилов А.В., Вельмисов П.А., Решетников Ю.А. Высшая математика: учеб. пособие. Ч. 1. Ульяновск: УлГТУ, 2011. 250 с.
13. Козлов С.И., Будко С.И. Разработка конструкции молотильного устройства для обмолота вороха // Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения: сб. науч. тр. Брянск: Брянский ГАУ, 2022. С. 295-302. EDN FZWONU.