

УДК 62-5:631.53.04

**СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА УПРАВЛЕНИЯ
МАРКЕРОМ ЗЕРНОВОЙ СЕЯЛКИ СУБМ-3,6****Купряшкин В.Ф., Шляпников М.Г., Безруков А.В., Князьков А.С.,
Купряшкин В.В., Осипов В.Ю.***ФГБОУ ВО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва»,
Саранск, e-mail: kupwf@mail.ru*

В данной статье рассматривается теоретический анализ силового нагружения механизма управления маркером зерновой сеялки СУБМ-3,6. В ходе исследования авторами на основе использования опытно-конструкторских данных произведен силовой анализ для различных положений двух вариантов конструкций механизма маркера. На основе известных методов кинетостатики, путем использования графоаналитических способов, были определены числовые значения сил, возникающих в подвижных звеньях – шарнирах механизма маркера при его различных рабочих положениях. Исходя из полученных результатов силового анализа следует, что в кинематических парах механизмов обоих вариантов конструкций возникают значительные силы в верхнем шарнире крепления гидроцилиндра. При этом выявленные значения сил могут отрицательно сказываться на режимах работы маркера и приводить к повышенному износу в шарнирах, а в отдельных случаях – к их поломке. Кроме этого, из сравнительного анализа рассмотренных вариантов конструкций механизма маркера и результатов их силового анализа следует, что первый вариант конструкции предпочтительнее второго. Кроме этого, из результатов проведенного исследования следует, что при проектировании новых и совершенствовании существующих отдельных узлов и механизмов сельскохозяйственных машин и, в частности, механизма маркера зерновой сеялки, необходимо учитывать не только их конкретные конструкции, но и их вариацию и различные условия функционирования.

Ключевые слова: зерновая сеялка, маркер, подвижные звенья, силовой анализ**POWER ANALYSIS OF THE MARKER CONTROL MECHANISM
GRAIN DRILLS SUBM-3,6****Kupryashkin V.F., Shlyapnikov M.G., Bezrukov A.V., Knyazkov A.S.,
Kupryashkin V.V., Osipov V.Yu.***Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
«National Research Ogarev Mordovia State University», Saransk, e-mail: kupwf@mail.ru*

This article deals with the theoretical analysis of the force loading of the control mechanism of the grain drill marker SUBM-3,6. In the course of the study, the authors based on the use of experimental design data produced a force analysis for different positions of the two variants of the marker mechanism designs. On the basis of known methods of kinetostatics, by using graphoanalytic methods, numerical values of forces arising in the movable links – hinges of the marker mechanism at its various working positions were determined. Based on the results of the force analysis, it follows that in the kinematic pairs of mechanisms of both variants of designs, significant forces arise in the upper hinge of the hydraulic cylinder attachment. In this case, the detected values of forces can adversely affect the operating modes of the marker, and lead to increased wear in the hinges, and in some cases to their failure. Besides, from the comparative analysis of the considered variants of designs of the mechanism of the marker and results of their power analysis it follows that the first variant of a design is preferable to the second. In addition, from the results of the study it follows that when designing new and improving existing individual units and mechanisms of agricultural machines, and in particular the mechanism of the marker of the grain drill, it is necessary to take into account not only their specific designs, but also their variation and different operating conditions.

Keywords: grain seeder, marker, moving links, power analysis

Одним из критериев эффективного функционирования машинотракторных (МТА) агрегатов является обеспечение его работоспособного состояния. При этом работоспособность МТА в целом будет определяться работоспособностью его отдельных узлов и деталей [1, 2].

Эксплуатация сеялок СУБМ-3,6 в полевых условиях подтвердила в основном их высокую производительность, экономичность и оптимальность высева, повышение урожайности зерновых. Однако наряду с положительными результатами их использования были выявлены и ряд не-

достатков в конструкции сеялки. В частности, в механизме управления маркерами, предназначенными, для разметки ряда, по следам которого ориентируется оператор энергетического средства посевого МТА [3, 4], наблюдался повышенный износ шарниров крепления гидроцилиндров, а в отдельных – заклинивание шарниров гидроцилиндра с последующим выходом разрушением сварных соединений крепления его осей. Все это приводило к нарушению работоспособности не только механизма маркера, но и в целом всего посевого МТА.

В связи с этим появилась необходимость проверки усилий, возникающих в звеньях механизма маркера и его кинематических парах.

Цель исследования: анализ усилий, возникающих в звеньях механизма маркера зерновой сеялки СУБМ-3,6.

Материалы и методы исследования

Кинематическая схема маркера сеялки СУБМ-3,6 изображена на рис. 1, она включает гидроцилиндр 1 со штоком 2, которые служат для проведения в движение штанги 3 [5].

Искомые параметры определили известными методами кинестатики путем использования графоаналитических способов [6]. Расчет проведен для

двух вариантов схем, изображенных на рис. 1 и 2. Для первой из них выполним исследования для четырех положений механизма, а для второй для трех. В качестве внешних сил выступают силы: $F = 0,500$ кН и $G = 0,15$ кН [7].

Ведущим звеном данного механизма является цилиндр BD . Осуществим расчленение ведомой кинематической цепи механизма на группы Ассура и проведем силовой расчет каждой группы Ассура. От механизма может быть отделена только одна группа Ассура 2 и 3, которая относится ко второму классу второго вида.

Составим уравнения равновесия группы, состоящей из звеньев 2 и 3. Первое уравнение примет вид

$$R_{03} + F + G + F_C + R_{12} = 0. \quad (1)$$

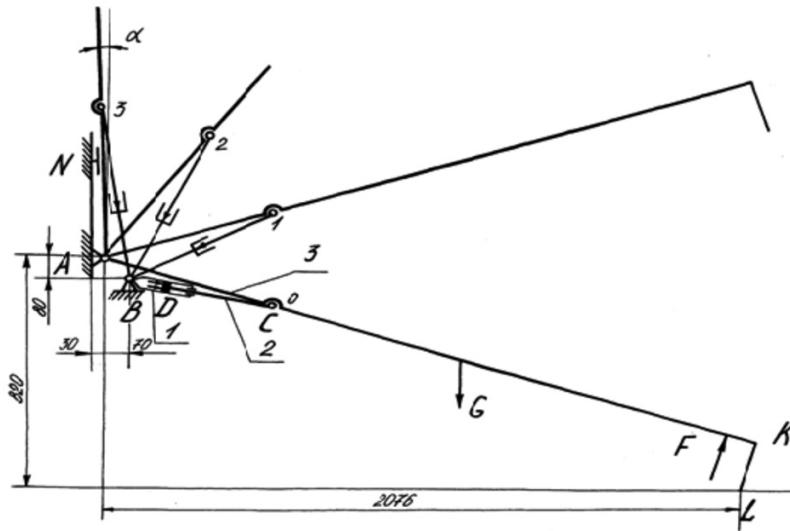


Рис. 1. Схема работы маркера (1-й вариант конструкции)

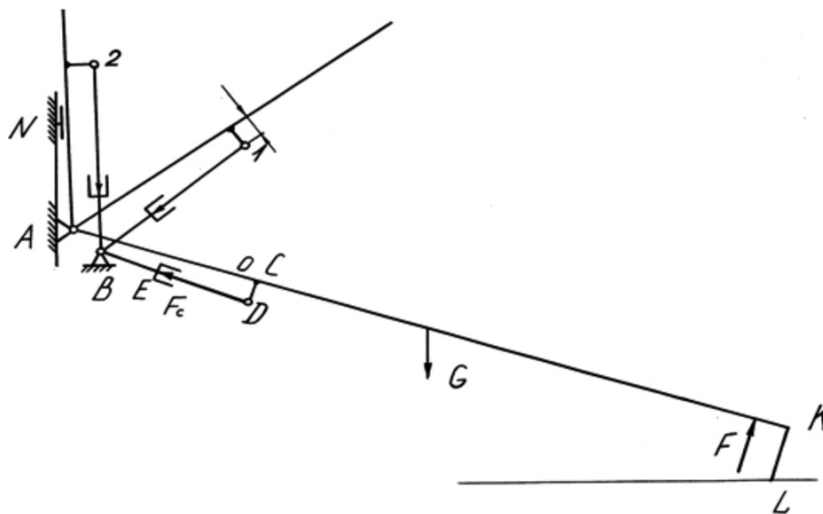


Рис. 2. Схема работы маркера (2-й вариант конструкции)

В этом уравнении содержится три неизвестных: R_{03} , F_C , R_{12} . Для того чтобы решить, разложим реакцию R_{03} , направленную перпендикулярно линии AK , и R_{03} , направленную параллельно линии AK . Теперь геометрическая сумма сил, приложенных к группе, рис. 3, определится выражением

$$R_{03}^t + R_{03}^n + F + G + F_C + R_{12} = 0. \quad (2)$$

Для определения величины силы R_{03} , рассмотрим равновесие звена 3. Составим уравнение суммы моментов сил относительно точки C , приложенных к звену 3, тем самым исключим из него момент неизвестной реакции

$$R_{03}^n \cdot \Sigma M_C^{(3)} = 0. \quad (3)$$

Уравнение (3) в развернутом виде примет вид

$$R_{03}^t \cdot l_{AC} + G \cdot h_3 - F \cdot l_{KC} = 0, \quad (4)$$

где $h_3 = 0,5$ м. Откуда

$$R_{03}^t = \frac{F \cdot l_{KC} - G \cdot h_3}{l_{AC}} =$$

$$= \frac{0,5 \cdot 1,604 - 0,15 \cdot 0,5}{0,556} = 13,1 \text{ кН.}$$

Найдем значение силы R_{12} из уравнения равновесия звена 2.

$$\Sigma M_C^2 = 0. \quad (5)$$

Проанализировав рис. 3, можно сделать вывод о том, что плечо силы F_C отсутствует, а так как кроме этой силы больше никаких сил не приложено к звену DC , то $R_{12} = 0$ [6].

Строим план сил группы рис. 4 по равенству (2) в масштабе $\mu_F = 0,05$ кН/мм.

Отложим от точки a силу

$$(ab) = \frac{R_{03}^t}{M_F} = \frac{13,1}{0,05} = 26,2 \text{ мм.}$$

От точки b в виде отрезка откладываем силу тяжести G в виде отрезка $(bc) = \frac{G}{M_F} = \frac{0,15}{0,05} = 3$ мм,

затем от точки c откладываем силу F в виде отрезка $(cd) = \frac{F}{M_F} = \frac{0,5}{0,05} = 10$ мм.

Через точку a проведем линию перпендикулярно отрезку (ab) – это будет линия, действие силы R_{03}^n , а через точку d – прямую параллельную BC . Она будет линией действия силы сопротивления F_C . Найдем точку пересечения с этих двух прямых.

Определим числовое значение этих сил:

$$R_{03}^n = \mu_F \cdot (ae) = 0,05 \cdot 186 = 9,3 \text{ кН;}$$

$$F_C = \mu_F \cdot (de) = 0,05 \cdot 189 = 9,45 \text{ кН;}$$

$$R_{03} = M_F \cdot (be) = 0,05 \cdot 190 = 9,5 \text{ кН.}$$

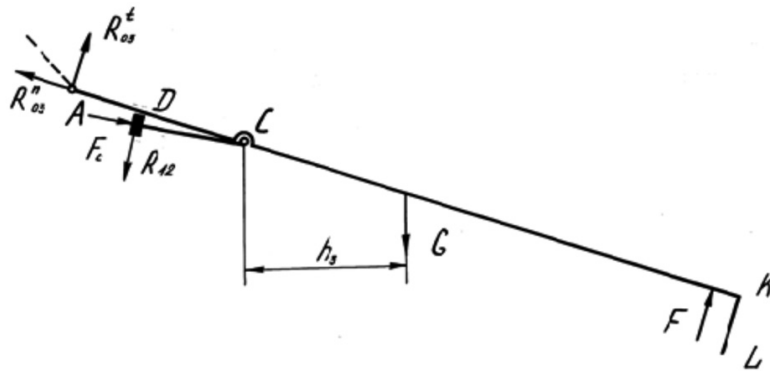


Рис. 3. Схема силового нагружения 2–3 звеньев (1-й вариант конструкции)

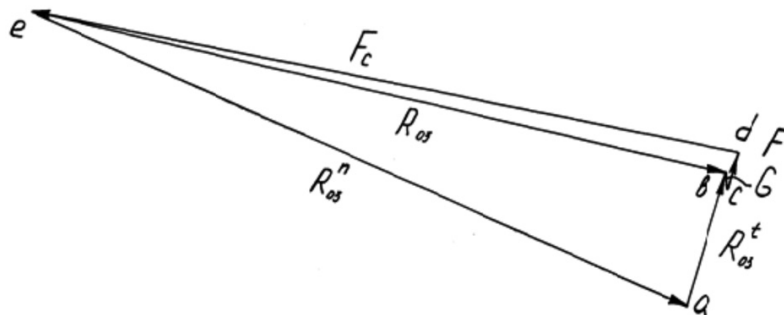


Рис. 4. План сил 2–3 звеньев (1-й вариант конструкции)

Для определения реакции в шарнире составим векторное уравнение равновесия для звена 3:

$$R_{03} + G + F + R_{23} = 0. \quad (6)$$

Из рис. 5, а, видно, что числовое значение R_{23} будет равно F_C , т.е.

$$F_C + R_{01} = 0. \quad (7)$$

Из этого выражения следует, что $F_C = -R_{01}$, т.е. численно эти силы равны, а их направления противоположны (рис. 5, б).

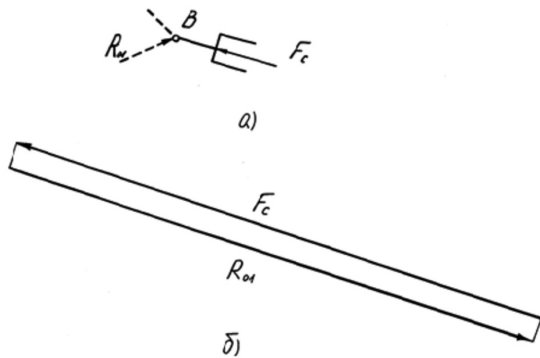


Рис. 5. Схема силового расчета ведущего звена (1-й вариант конструкции): а) схема нагружения звена; б) план сил

Результаты исследования и их обсуждение

Результаты, полученные при вычислении реакций в опорах и силы сопротивления в разных положениях для первого варианта конструкции маркера, рис. 1, сведены в табл. 1.

Таблица 1
Числовые значения сил

№ положения	R_{01} , кН	F_C , кН	R_{23} , кН	R_{03} , кН
0	9,45	9,45	9,45	9,50
1	19,70	19,70	19,70	19,75
2	15,25	15,25	15,25	15,30
3	27,60	27,60	27,60	27,65

Аналогичные расчеты проведем и для второго варианта конструкции маркера (рис. 2), т.е. найдем величины сил в опорах и силу сопротивления, но только в трех положениях, результаты сведем в табл. 2. При этом необходимые расчетные схемы силового расчета на примере 0-го положения маркера представлены на рис. 6–8.

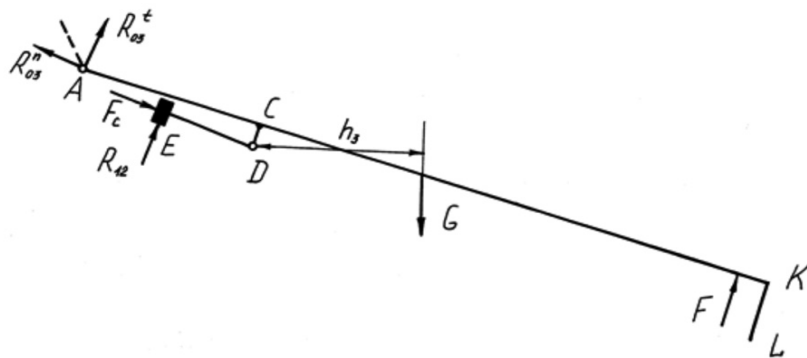


Рис. 6. Схема силового нагружения 2–3 звеньев (2-й вариант конструкции)

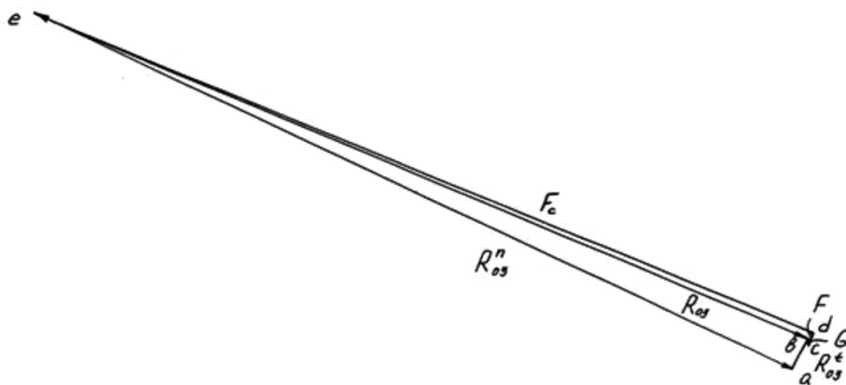


Рис. 7. План сил 2–3 звеньев (2-й вариант конструкции)

Таблица 2
Числовые значения сил

№ положения	R_{01} , кН	F_C , кН	R_{23} , кН	R_{03} , кН
0	31,20	31,20	31,20	31,35
1	6,60	6,60	6,60	6,65
2	4,80	4,80	4,80	4,83
3	10,65	10,65	10,65	10,85

По данным табл. 1 и 2 построим графики изменения силы F_C в зависимости от положения маркера (рис. 9).

Из рис. 9 следует, что в кинематических парах механизмов обеих схем возникают значительные силы в шарнире С крепления гидроцилиндра. При этом максимальные значения силы составляют: для 1-го варианта крепления – 27,6 кН, а 2-го варианта – 31,2 кН.

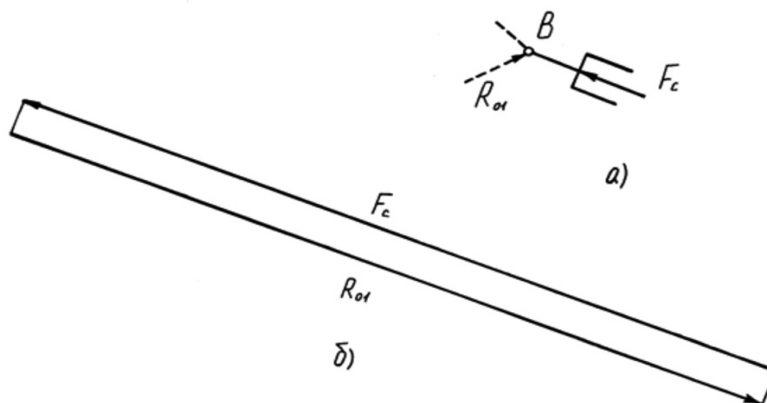


Рис. 8. Схема силового расчета ведущего звена (2-й вариант конструкции):
а) схема нагружения звена; б) план сил

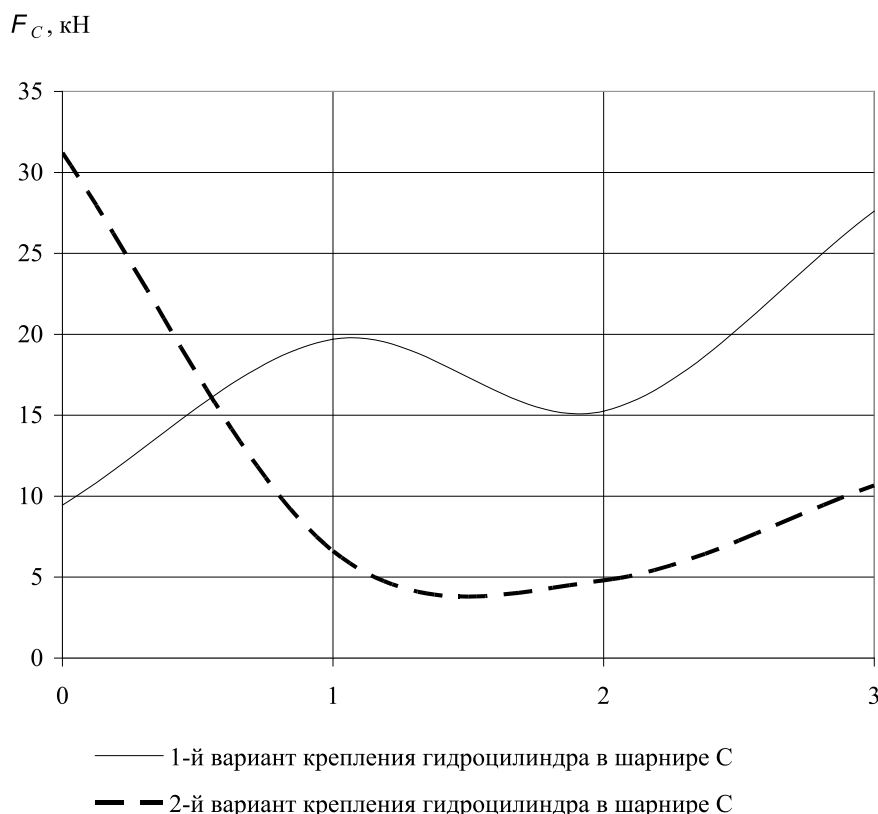


Рис. 9. График зависимостей сил в шарнире С крепления гидроцилиндра от положения маркера

Выводы

Исходя из расчетов, результаты которых приведены в табл. 1 и 2, и анализа графиков рис. 8 следует, что в кинематических парах механизмов обеих схем возникают значительные силы в верхнем шарнире (т. С) крепления гидроцилиндра. При этом максимальные значения силы составляют: для 1-го варианта крепления – 27,6 кН, а 2-го варианта – 31,2 кН. Все это может отрицательно сказываться на режимах работы маркера и приводить к повышенному износу в шарнирах, а в отдельных случаях – к их поломке. Кроме этого, сравнивая рассмотренные схемы, используемые в реальных механизмах, и значения сил, возникающих в шарнирах крепления гидроцилиндра, приходим к мнению о предпочтении первой из них. Поэтому при проектировании новых и совершенствовании существующих отдельных узлов и механизмов сельскохозяйственных машин и, в частности, рассмотренных механизмов маркера зерновой сеялки, необходимо учитывать не только их

конкретные конструкции, но и их вариацию и различные условия функционирования.

Список литературы

1. Иншаков А.П., Карпов А.М., Кувшинов А.Н. Технологические и технические аспекты эффективности использования машинно-тракторного парка в сельскохозяйственном производстве. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2012. 156 с.
2. Карпов А.М., Пронин В.Ю., Славкин В.И. Практикум по эксплуатации машинно-тракторного парка. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2017. 272 с.
3. Капустин В.П., Глазков Ю.Е. Сельскохозяйственные машины. М.: ИНФРА-М, 2018. 280 с.
4. Валиев А.Р., Зиганшин Б.Г., Семушкин Н.И., Яхин С.М. Машины для предпосевной подготовки почвы и посева сельскохозяйственных культур: регулировка, настройка и эксплуатация. Казань: Издательство Казанского ГАУ, 2013. 156 с.
5. Сеялка универсальная блочно-модульная СУБМ-3,6. Каталог запчастей. [Электронный ресурс]. URL: http://oaomam.ru/templates/agro/file/SUBM_3-6.pdf (дата обращения: 03.12.2019).
6. Наумкин Н.И., Купряшкин В.Ф., Раков Н.В. Теория механизмов и машин в агропромышленном комплексе. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2018. 252 с.
7. Купряшкин В.Ф., Наумкин Н.И., Фирстов А.Ф., Уланов А.С. Повышение эффективности функционирования универсальной зерновой сеялки СЗУ-6 // Современные наукоемкие технологии. 2013. № 8–2. С. 206–211.