

АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Яхин С.М.¹, Халиуллин Ф.Х.², Иمامиев А.З.¹, Матяшин А.В.¹, Егоров С.В.²

¹Казанский государственный аграрный университет, Казань;

²Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань

Ключевые слова: навесное устройство, упругость, демпфирование, кинематическая схема.

Аннотация. Настоящая статья посвящена изучению колебаний тягового усилия на крюке у тракторов сельскохозяйственного назначения и методов их снижения. Проведен анализ влияния изменяющегося тягового усилия на выходные параметры технологического процесса, а так же на мощностные и экономические показатели силового агрегата. Одним из вариантов снижения отрицательного влияния колебаний тягового сопротивления является установка упруго-демпфирующего навесного устройства. Предлагается конструкция навесного устройства, которая позволяет сглаживать изменения тягового сопротивления, стабилизировать параметры технологических операций и повысить эффективные показатели использования трактора. Проведен кинематический анализ предлагаемой конструкции применительно трактора МТЗ-82 и определены допустимые значения амплитуды смещений характерных точек. Статья представляет интерес для инженерно-технических работников, занимающихся созданием перспективных схем конструкции тракторов различного эксплуатационного назначения.

ANALYSIS OF THE KINEMATICS OF A TRACTOR LINKAGE WITH ADJUSTABLE CHARACTERISTICS

Yakhin S.M.¹, Khaliullin F.H.², Imamiyev A.Z.¹, Matyashin A.V.¹, Egorov S.V.²

¹Kazan State Agrarian University, Kazan;

²Kazan National Research Technical University n.a. A.N. Tupolev – KAI, Kazan

Keywords: hinged device, elasticity, damping, kinematic scheme.

Abstract. This article is devoted to the study of fluctuations in tractive force on the hook of agricultural tractors and methods for their reduction. The analysis of the influence of the changing traction force on the output parameters of the technological process, as well as on the power and economic indicators of the power unit was carried out. One of the options to reduce the negative impact of traction resistance fluctuations is the installation of an elastic-damping hinged device. The design of the hitch is proposed, which allows smoothing out changes in traction resistance, stabilizing the parameters of technological operations and increasing the efficiency of tractor use. A kinematic analysis of the proposed design for the MTZ-82 tractor has been carried out, and the permissible values of the displacement amplitude of the characteristic points have been determined. The article is of interest to engineering and technical workers involved in the creation of promising schemes for the design of tractors for various operational purposes.

Введение

В условиях современной рыночной экономики при производстве продукции растениеводства основной производственной единицей остается машинно-тракторный агрегат (МТА). Поэтому, увеличение производительности, уменьшение расхода топлива и повышение ресурса МТА являются основными способами снижения себестоимости производства готовой продукции.

Условия функционирования МТА при выполнении полевых операций в отличии от стационарных, выделяются изменчивостью момента сопротивления действующего на коленчатый вал тракторного двигателя. Эти изменения носят вероятностный характер, зависят от параметров технологических операций, применяемого оборудования, внешних условий. В работе [1] в качестве основных причин изменчивости момента сопротивления отмечаются изменчивость физико-механических свойств обрабатываемого материала, микро и макрорельефы поля, режим работы и прочие факторы.

По данным работы [2] значения коэффициентов вариации сопротивлений обычно принимают следующие значения: при вспашке по стерне сухих легких почв или средних почв нормальной влажности – 0,08 и 0,1; при вспашке по стерне сухих тяжелых почв – 0,1...0,2; при культивации лапчатым культиватором – 0,05...0,15; при посеве дисковой сеялкой – 0,03...0,1; при уборке зерноуборочным комбайном (вдоль борозд вспашки) – 0,1...0,15.

Автор также указывает, что высокочастотные колебания сопротивлений (с периодом $\leq 1...2$ с), как правило, преодолеваются инерцией масс машины и на показатели работы влияют мало, а низкочастотные (с периодом $> 1...2$ с), существенно влияют на показатели.

В работе [3] приведены результаты экспериментальных исследований по вероятностно-статистической оценке тягового сопротивления почвообрабатывающего агрегата МТЗ-82+УКПА-2,4 ИАЭПКалмГУ для поверхностной обработки почвы. Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о том, что при фиксированной глубине обработки почвы 10 см в диапазоне изменения скорости движения от 1,70 м/с до 2,80 м/с среднее значение тягового сопротивления почвообрабатывающего агрегата МТЗ-82+УКПА-2,4 ИАЭП-КалмГУ с динамичными рабочими органами, по сравнению с агрегатом с типовыми рабочими органами, уменьшается на 3,4...11,6%. При этом наблюдается уменьшение дисперсии, среднеквадратического отклонения и коэффициента вариации тягового сопротивления соответственно на 46,2...68,6%, 26,6...45,5% и 17,0...42,0%.

Трансмиссия движущегося трактора подвержена влиянию периодически изменяющегося момента сопротивления на полуосях ведущих колёс [4, 5], поэтому эксплуатация МТА в условиях сельскохозяйственного производства является совокупностью непрерывно чередующихся переходных процессов

Изменения тягового сопротивления вызывают переменчивый характер работы всей трансмиссии, а так же силового агрегата трактора. Трансмиссия движущегося трактора подвержена влиянию периодически изменяющегося момента сопротивления на полуосях ведущих колёс [4, 5], поэтому эксплуатация МТА в условиях сельскохозяйственного производства является совокупностью непрерывно чередующихся переходных процессов

В работе [6] представлены результаты исследований, направленных на снижение энергетических затрат при обработке тяжелых почв за счет уменьшения колебаний тягового сопротивления, которые возникают при работе машинно-тракторного агрегата. Указаны возможные способы снижения колебаний крюковой нагрузки трактора от действия сельскохозяйственной машины, которые неизбежно приводят к повышению общего тягового сопротивления и вызывают необоснованные отрицательные воздействия на энергетические средства, механизаторов, управляющих ими, существенно снижают КПД агрегатов. К способам снижения колебаний нагрузки можно отнести применение упругих звеньев, предусмотренных в конструкции навески тракторов, использование упруго-демпфирующих систем в конструкции самих рабочих органов, а также разработку машин с роторными рабочими органами, технологический процесс которых не вызывает больших колебаний нагрузки. Снижение динамической нагруженности и повышение производительности МТА при одновременном снижении расхода топлива и повышении долговечности трансмиссии, можно обеспечить стабилизацией нагрузочных режимов как на установленном режиме, так и на режиме разгона МТА путём использования в конструкции трактора эластичных элементов [7-9,]. Влияние переменных режимов работы МТА на нормативы его технической эксплуатации рассмотрены в работе [10]. Изучению зависимостей параметров колебаний навески от отклонений конструкции массы и жесткости пружин посвящена работа [11].

В работах [12, 13] обоснован и исследован способ уменьшения динамической нагрузки трансмиссии на примере гусеничного трактора с помощью изменения крутильной жесткости реактивного элемента. На основе вычислительного моделирования было установлено, что при продольном движении с нагрузкой и без нагрузки на крюке снижение отношения максимального крутящего момента к среднему составляет 20%. В устойчивом повороте с нагрузкой и без нагрузки на крюке на различных скоростях и на различных радиусах поворота отношение максимального крутящего момента к среднему моменту уменьшается на

25%. В режимах с наибольшей динамической нагрузкой, таких, как вход в поворот и выход из поворота, отношение максимального крутящего момента к среднему уменьшается на 20-35%.

Использование в сельскохозяйственном производстве энергонасыщенной техники способствует увеличению рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов, а соответственно и динамической нагруженности узлов и агрегатов трансмиссии трактора [14]. Чем выше мощность и тяговый класс трактора, тем значительнее потери потенциальных возможностей на повышенных скоростях работы агрегата. Устранение негативных явлений использования повышенных скоростей движения МТА связано с необходимостью разработки специальных устройств, обеспечивающих качественное использование современной техники. Но для снижения динамической составляющей взаимодействия МТА с обрабатываемой поверхностью поля необходимо уменьшить мгновенное снижение скорости или её усреднённое значение при ударе. Устранить их полностью нельзя, но можно снизить влияние путём изменения взаимодействия соударяющихся тел, введя упругий элемент в систему навески. Упругая пневмогидравлическая навеска позволяет разделить на две части машинно-тракторный агрегат, добавляя степень свободы сельскохозяйственной машине. Эффективность упругого элемента в этом случае будет зависеть от степени снижения энергии импульса крюкового усилия. Также следует отметить, что упругие элементы в навесной системе трактора обеспечивают гашение колебаний крутящего момента двигателя и снижение удельного расхода топлива. На основе анализа проведенных научных исследований теоретического и экспериментального характера обосновывается положительное влияние упругой навески на формирование динамических показателей трактора, и в частности, на тяговое сопротивление и буксование, что в свою очередь повышает эффективность работы машинно-тракторного агрегата. Использование пневмогидравлического упругого элемента в механизме навесного устройства снижает коэффициент буксования на 12-28% в относительном измерении, увеличивает теоретическую и действительную скорости МТА. Экспериментальный материал доказал эффективность сочленения машины и трактора, обеспечивающего снижение расхода топлива, крюкового усилия, буксования ходовой системы и затрат энергии на выполнение заданных работ.

В работе [15] приведены результаты выполненного анализа состояния проблемы заглубляемости сферических дисковых рабочих органов навесных лесных почвообрабатывающих орудий. В результате анализа были рассмотрены регулировочные схемы с учетом влияния на работу мгновенного центра вращения (МЦВ) навесного устройства агрегируемого трактора.

К рассмотрению значения силового взаимодействия трактора и рабочей машины, которое в значительной степени зависит от способа соединения машины с трактором, влияющего на эффективность их работы посвящена работа [16]. В ней предлагается классификация навесных устройств по способу вертикального перемещения рабочих органов в почве.

Автор работы [17] рассматривает причины слабой заглубляемости сферических дисковых рабочих органов почвообрабатывающих орудий, проведен анализ недостатков существующих способов принудительного заглубления дисков, представлены три новые схемы устройств к конструкциям навесных механизмов трактора.

Уточнение математической модели для определения жесткости упругого элемента в прицепном устройстве тяжелых тракторов изучается в работе [18, 19]. В ней рассматривается оптимизация жесткости упругого элемента в прицепном устройстве, обеспечивающая повышение эксплуатационных показателей колесных МТА.

Проведенный анализ показывает, что одним из путей снижения отрицательного влияния переменного характера крюкового усилия на показатели технологических операций возделывания продуктов растениеводства является создание навесного устройства трактора, способного сглаживать эти колебания.

Состояние вопроса

В качестве объекта исследования был выбран трактор МТЗ-82 тягового класса 14 кН, так как данный трактор является массовым, для него имеется широкое разнообразие

навесных и прицепных машин. Данный трактор активно используется для основной обработки почвы при малых площадях, для посадки и посева пропашных культур, для междурядной обработки, а также на транспортных работах. Поэтому, целесообразно конструкцию гасителя колебаний тягового сопротивления сделать такой, чтобы могла работать как с прицепными, так и с навесными машинами.

Для анализа характера тягового сопротивления агрегатов при различных сельскохозяйственных операциях был проведен литературный анализ, результаты которого приведены в таблице 1.

Табл. 1. Средние значения тягового сопротивления и ее амплитуда при различных сельскохозяйственных операциях при использовании трактора МТЗ-82 с соответствующими орудиями.

№ п/п	Вид операции	Среднее значение, кН	Амплитуда, кН
1	Вспашка	8...12	2...3
2	Культивация	5...8	1...2,5
3	Боронование	5...7	1...2
4	Посев	3...5	0,5...1
5	Обработка междурядий	4...6	0,5...1

Предлагаемое решение

Разрабатываемая конструкция гасителя колебаний тягового сопротивления должна удовлетворять следующим основным требованиям: возможность работы с прицепными и навесными машинами; широкий диапазон регулировок по предварительному усилию, жесткости и демпфированию; возможность установки без внесения изменений в несущие элементы остова трактора. Основываясь на данных требованиях, была предложена конструкция навесного устройства, предложенная в работах [20, 21].

Стабилизатор (рис. 1) состоит из двух упруго-демпфирующих устройств 1, размещенных на корпусе заднего моста трактора за боковым кожухом полуоси, которые крепятся одним концом к трактору, а другим к нижним балансирам 2, закрепленным между собой через вал 3. На нижние концы так же крепятся нижние тяги 4, верхняя тяга 5 крепится к верхнему балансиру 6. Параллельность хода верхней и нижних тяг достигается путем соединения балансиров с помощью соединительных штанг 7. Подъем и опускание навесного устройства достигается с помощью подъемных рычагов 8 и раскосов 9, соединенных с нижними тягами. Для предотвращения поломки элементов устройства на транспортных работах при спуске с горы, а так же при движении задним ходом установлены упоры, ограничивающие ход нижних рычагов.

Упруго демпфирующее устройство с регулируемой характеристикой состоит из рабочего цилиндра с несколькими полостями, включение в работу которых регулируется блоком управления 11.

Проведем кинематический анализ навесного устройства с регулируемыми характеристиками. Кинематика предлагаемого навесного устройства усложняется тем, что имеются переменные параметры, такие как изменяемая длина раскосов и подъем навесного устройства гидроцилиндром.

Анализ кинематики навесного устройства трактора будем вести по схеме (рис. 2).

Задачей кинематического анализа является выведение формул и построение блок-схемы по определению координат характерных точек навесного устройства в любой момент времени. Знание координат характерных точек необходимо для определения распределения усилий в деталях и звеньях гидронавесного устройства.

В качестве базовой линии, относительно которой определяются координаты других точек, возьмем длину отрезка $O'O''$.

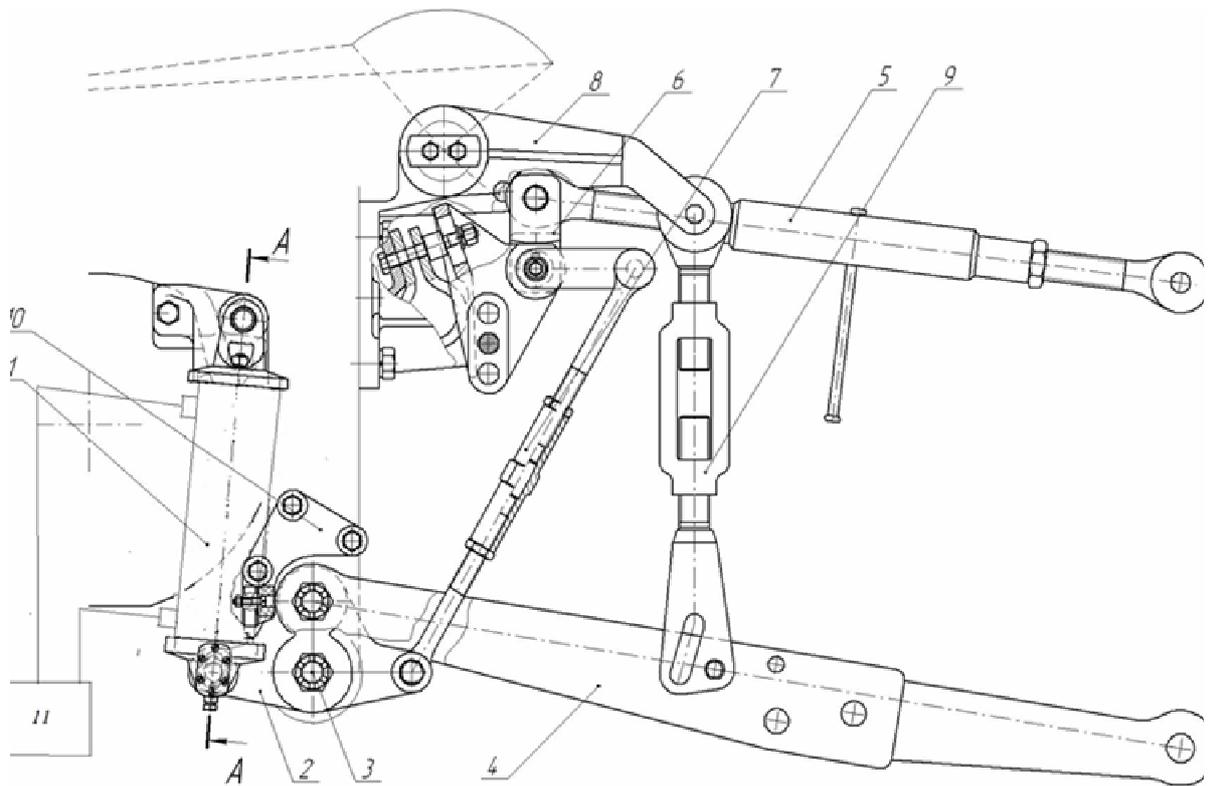


Рис. 1. Конструктивная схема навесного устройства с гасителем колебаний тягового сопротивления: 1 – упруго-демпфирующее устройство; 2 – балансир нижний; 3 – соединительный вал; 4 – нижние тяги навесного устройства; 5 – верхняя тяга навесного устройства; 6 – балансир; 7 – соединительные штанги; 8 – рычаг подъемный; 9 – раскосы; 10 – упор 11 – блок управления

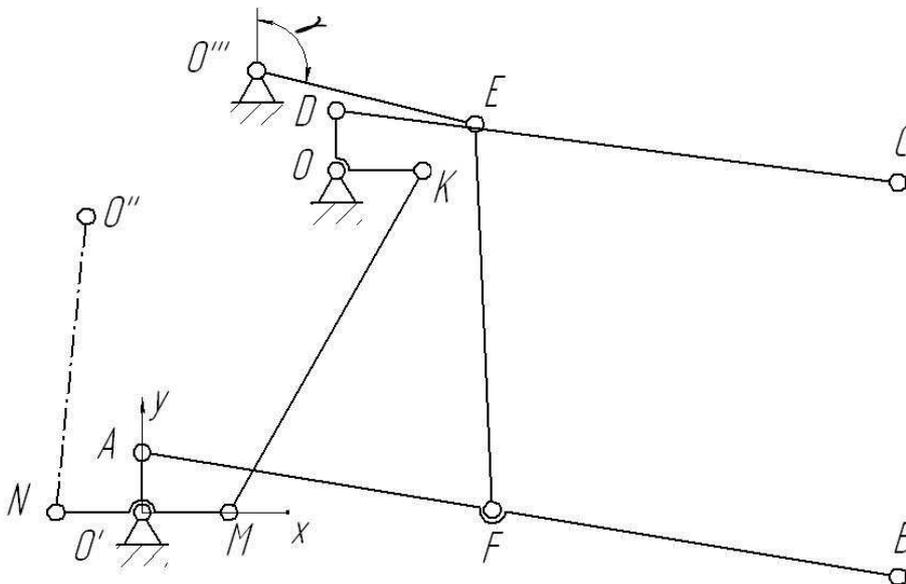


Рис. 2. Схема навесного устройства для кинематического анализа

Определяем координаты точки E:

$$X_E = X_{O'''} + l_{O'''E} \cdot \sin \gamma, \quad (1)$$

$$Y_E = Y_{O'''} + l_{O'''E} \cdot \cos \gamma, \quad (2)$$

где X_E, Y_E – координаты точки E по осям X и Y, м; $X_{O'''}, Y_{O'''}$ – координаты точки O''' по осям X и Y, м; $l_{O'''E}$ – длина отрезка $O'''E$, м. γ – угол между вертикалью и отрезком $O'''E$.

Определяем угол поворота балансира относительно исходного положения:

$$\alpha = \arccos\left(\varphi - \frac{l_{NO'}^2 + l_{O'O''}^2 - l_{NO''}^2}{2 \cdot l_{NO'} \cdot l_{O'O''}}\right), \quad (3)$$

где α – угол поворота балансира, 0 ; φ – исходный угол $NO'O''$ при вершине O^0 ; $l_{NO'}$, $l_{O'O''}$, $l_{NO''}$ – длины отрезков NO' , $O'O''$, NO'' соответственно, м.

Определяем координаты точки А:

$$X_A = l_{O'A} \cdot \sin \alpha, \quad (4)$$

$$Y_A = l_{O'A} \cdot \cos \alpha, \quad (5)$$

где X_A , Y_A – координаты точки А по осям X и Y, м; $l_{O'A}$ – длина отрезка $O'A$, м.

Определяем координаты точки N:

$$X_N = -l_{NO'} \cdot \cos \alpha, \quad (6)$$

$$Y_N = l_{NO'} \cdot \sin \alpha, \quad (7)$$

где X_N , Y_N – координаты точки N по осям X и Y, м; $l_{NO'}$ – длина отрезка NO' , м.

Определяем координаты точки M:

$$X_M = l_{MO'} \cdot \cos \alpha, \quad (8)$$

$$Y_M = -l_{MO'} \cdot \sin \alpha, \quad (9)$$

где X_M , Y_M – координаты точки M по осям X и Y, м; $l_{MO'}$ – длина отрезка MO' , м.

Определяем координаты точки K:

$$X_K = X_M + X_O, \quad (10)$$

$$Y_K = Y_M + Y_O, \quad (11)$$

где X_K , Y_K – координаты точки K по осям X и Y, м; X_O , Y_O – координаты точки O по осям X и Y, м.

Определяем координаты точки D:

$$X_D = X_A + X_O, \quad (12)$$

$$Y_D = Y_A + Y_O, \quad (13)$$

где X_D , Y_D – координаты точки D по осям X и Y, м.

Для определения координат точки F составим уравнения прямых AF и EF в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} l_{AF}^2 = (X_F - X_A)^2 + (Y_F - Y_A)^2 \\ l_{EF}^2 = (X_F - X_E)^2 + (Y_F - Y_E)^2 \end{cases}, \quad (14)$$

где l_{AF} , l_{EF} – длины отрезков AF и EF соответственно, м; X_F , Y_F – координаты точки F по осям X и Y, м.

Решив систему уравнений (14) можно определить координаты точки F.

Обозначив:

$$A_F = 1 + \left(\frac{X_E - X_A}{Y_E - Y_A}\right)^2, \quad (15)$$

$$B_F = 2 \cdot X_E + \frac{(l_{AF}^2 - l_{EF}^2 - X_A^2 + X_E^2 - Y_A^2 + Y_E^2)(X_E - X_A)}{(Y_E - Y_A)^2} - \frac{2 \cdot Y_E \cdot (X_E - X_A)}{Y_E - Y_A}, \quad (16)$$

$$C_F = X_E^2 + Y_E^2 - l_{EF}^2 + \left(\frac{0,5 \cdot (l_{AF}^2 - l_{EF}^2 - X_A^2 + X_E^2 - Y_A^2 + Y_E^2)}{Y_E - Y_A}\right)^2 - \frac{(l_{AF}^2 - l_{EF}^2 - X_A^2 + X_E^2 - Y_A^2 + Y_E^2) \cdot Y_E}{Y_E - Y_A}. \quad (17)$$

Получим:

$$A_F \cdot X_F^2 - B_F \cdot X_F + C_F = 0. \quad (18)$$

Решением квадратного уравнения (18) является координата точки F по оси X.

$$\begin{cases} X_F = \frac{B_F \pm \sqrt{B_F^2 - 4 \cdot A_F \cdot C_F}}{2 \cdot A_F} \\ Y_F = \frac{0,5 \cdot (l_{AF}^2 - l_{EF}^2 - X_A^2 + X_E^2 - Y_A^2 + Y_E^2)}{Y_E - Y_A} - \frac{X_F \cdot (X_E - X_A)}{Y_E - Y_A} \end{cases}, \quad (19)$$

Координаты точки В определяем из следующих выражений:

$$X_B = X_A + l_{AB} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} + \arctan\left(\frac{Y_A - Y_F}{X_F - X_A}\right)\right), \quad (20)$$

$$Y_B = Y_A + l_{AB} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \arctan\left(\frac{Y_A - Y_F}{X_F - X_A}\right)\right). \quad (21)$$

Для определения координат точки С составляем систему уравнений прямых:

$$\begin{cases} l_{BC}^2 = (X_C - X_B)^2 + (Y_C - Y_B)^2, \\ l_{DC}^2 = (X_C - X_D)^2 + (Y_C - Y_D)^2. \end{cases} \quad (22)$$

Решение системы уравнений (22) аналогично решению системы уравнений (14).

Формулы для определения постоянных величин квадратного уравнения будут иметь вид:

$$A_C = 1 + \left(\frac{X_D - X_B}{Y_D - Y_B}\right)^2, \quad (23)$$

$$B_C = 2 \cdot X_B + \frac{(l_{BC}^2 - l_{DC}^2 - X_B^2 + X_D^2 - Y_B^2 + Y_D^2)(X_D - X_B)}{(Y_D - Y_B)^2} - \frac{2 \cdot Y_D \cdot (X_D - X_B)}{Y_D - Y_B} \quad (24)$$

$$C_C = X_B^2 + Y_D^2 - l_{BC}^2 + \left(\frac{0,5 \cdot (l_{BC}^2 - l_{DC}^2 - X_B^2 + X_D^2 - Y_B^2 + Y_D^2)}{Y_D - Y_B}\right)^2 - \frac{(l_{BC}^2 - l_{DC}^2 - X_B^2 + X_D^2 - Y_B^2 + Y_D^2) \cdot Y_D}{Y_D - Y_B}. \quad (25)$$

Тогда координаты точки С будут определяться из выражения:

$$\begin{cases} X_C = \frac{B_C \pm \sqrt{B_C^2 - 4 \cdot A_C \cdot C_C}}{2 \cdot A_C} \\ Y_C = \frac{0,5 \cdot (l_{BC}^2 - l_{DC}^2 - X_B^2 + X_D^2 - Y_B^2 + Y_D^2)}{Y_D - Y_B} - \frac{X_C \cdot (X_D - X_B)}{Y_D - Y_B} \end{cases}. \quad (26)$$

Проведем расчеты изменения координат точки С для конструктивных параметров штатного навесного устройства трактора МТЗ-82, на базе которого выполнено экспериментальная установка. Результаты расчетов показывают, что в диапазоне изменения угол поворота балансира относительно исходного положения 0-25° смещение координат точки крепления составляет по оси ОХ – 0,9-1,2 мм, по оси ОУ – 0,4-0,8 мм, что является допустимым по условиям технологического процесса (рис. 3).

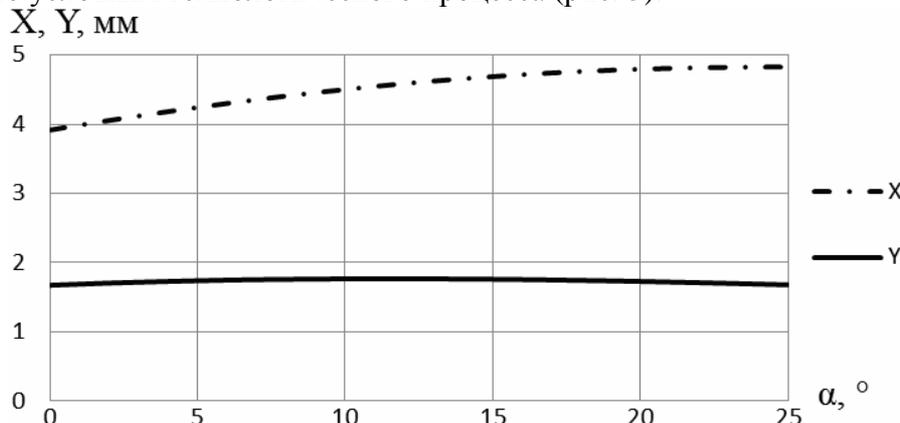


Рис. 3. Изменения координат точки С

Заклучение

Проведенный кинематический анализ показывает жизнеспособность разработанной конструкции с точки зрения возможных перемещений его узловых точек применительно к трактору МТЗ-82 при изменении углового положения балансира в диапазоне 0-25°. Для определения конструктивных параметров предлагаемой конструкции и его влияния на технологические показатели навесного оборудования необходимо провести силовой баланс.

Список литературы

1. Иофинов С.А., Лышко Г.П. Эксплуатация машинно-тракторного парка: учебники и учебные пособия для высших сельскохозяйственных учебных заведений. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1984. – 351 с.
2. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов – Л.: Колос, Ленинградское отд-ние, 1978. – 296 с.
3. Джаббаров Н.И., Эвиев В.А., Сергеев А.В., Семенова Г.А. Оценка вероятностно-статистических характеристик тягового сопротивления почвообрабатывающего агрегата с динамичными рабочими органами // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. – 2019. – Т. 2(54). – С. 275-284. – doi org/10.32786/2071-9485-2019-02-33.
4. Ovchinnikov A.S., Mezheva A.S., Novikov A.E., Fomin S.D., Pleskachev Yu.N., Borisenko I.B., Zvolinsky V.P., Tyutyum N.V., Vorontsova E.S. Energy and agrotechnical indicators in the testing of machine-tractor units with subsoiler // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017, no. 12(24), pp. 7150-7160.
5. Ovchinnikov A.S., Kuznetsov N.G., Nekhoroshev D.D., Gapich D.S., Nekhoroshev D.A., Fomin S.D., Zagorodskikh B.P., Slavutsky V.M., Shaprov M.N., Ryadnov A.I., Tseplyaev A.N. Some ways to reduce the dynamic loads of agricultural machine-tractor aggregates // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2018, no. 13(22), pp. 8776-8779.
6. Цепляев А.Н., Косильников Р.А., Цепляев В.А., Матасов А.Н., Полторынкин С. С. Снижение тягового сопротивления сельскохозяйственных машин за счет минимализации его колебаний при обработке тяжелосуглинистых почв // Агроинженерия. – 2019. – №2(90). – С. 14-19.
7. Гапич Д.С., Фомин С.Д., Ширяева Е.В. Динамика движения упруго закрепленного рабочего органа культиваторного МТА // Тракторы и сельхозмашины. 2017, no. 10, pp. 28-32.
8. Фомин С.Д., Аврамов В.И. Устойчивость движения транспортного агрегата с пневмогидравлическим упругодемпфирующим приводом ведущих колес // Механизация и электрификация с.-х. – 2004. – № 8. – С. 17-19.
9. Фомин С.Д., Аврамов В.И., Гапич Д.С., Воронцова Е.С. Энергоэффективность машинно-тракторного агрегата на переходных режимах // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2017. – № 1(31). – С. 2-7.
10. Khaliullin F., Matyashin A., Martyshev A., Davidov N. Method of non-disassembly diagnostics of automotive engines based on pulse functions of their systems // Engineering for Rural Development this link is disabled. 2021, no. 20, pp. 1219-1226. DOI: 10.22616/ERDev.2021.20.TF269.
11. Gabsattarov R., Konoplev Y.G., Sachenkov O.A., Egorov S.V., Lustin A.D. Defining relations of vibrations of vehicle suspension with the mass and rigidity design deviations // International Journal of Applied Engineering Research. 2015, no. 10, no. 24, pp. 44629-44635.
12. Shekhovtsov V.V., Sokolov-Dobrev N.S., Potapov P.V. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness // International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016 Procedia Engineering. 2016, no. 150, pp. 1239-1244.
13. Shekhovtsov V., Sokolov-Dobrev N., Lyashenko M., Potapov P. Influence of elements dynamic cohesiveness in power shafting on torsional vibrations spreading and dynamic equality of reducible model // Mechanika. 2014, vol. 20(2), pp. 190-196.
14. Нехорошев Д.Д., Коновалов П.В., Попов А.Ю., Нехорошев Д.А. Особенности улучшения работы машинно-тракторного агрегата за счет снижения колебания нагрузки // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. – 2019. – Т. 1, №53. – С. 345-351.
15. Латышева М.А. Исследование влияния регулировочных параметров стандартных навесных устройств тракторов на заглубляющую способность дисковых рабочих органов лесных безопорных орудий // Актуальные проблемы лесного комплекса. – 2015. – № 41. – С. 173-181.
16. Рыжих Н. Е. Совершенствование навесных устройств тракторов // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2005. – №11. – С. 20-33.
17. Посметьев В. И., Зеликов В. А., Латышева М. А. Обоснование выбора схемы устройства к навесному механизму трактора при его агрегатировании с дисковыми орудиями // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2013. – №94. – С. 385-394.
18. Кузнецов Н.Г., Гапич Д.С., Шишкин А.В. Уточнение математической модели для определения жесткости упругого элемента в прицепном устройстве тяжелых тракторов // Известия Нижневолжского

агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. – 2010. – №1. – С. 128-132.

19. Гайнетдинов И.М., Нижегородцев С.Б., Халиуллин Ф.Х. Математическая модель для определения эффективных показателей МТА при работе с различными сельскохозяйственными орудиями: Инновационное развитие агропромышленного комплекса // *Материалы Всероссийской научно-технической конференции.* – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2010.– Том 77, часть 2.– С. 264-266.
20. Патент №2377750 РФ. Стабилизатор нагрузки навесного устройства / Халиуллин Ф.Х., Гайнетдинов И.М., Зимагулов А.Х. – Заявка №2007126142/11 от 09.07.2007; опублик. 10.01.2010, Бюл. №1.
21. Патент №214568 РФ. Регулируемое навесное устройство трактора / Халиуллин Ф.Х., Яхин С.М., Иمامеев А.З., Гайнетдинов И.М., Халиуллин А.Ф., Хафизов Р.Н. – Заявка №2022117426 от 27.06.2022; опублик. 03.11.2022, Бюл. №31.

References

1. Iofinov S.A., Lyshko G.P. Operation of the machine and tractor park: textbooks and teaching aids for higher agricultural educational institutions. – 2nd ed., revised. and additional. – M.: Kolos, 1984. – 351 p.
2. Ageev L.E. Fundamentals of calculating the optimal and permissible operating modes of machine-tractor units. – L.: Kolos, Leningrad branch, 1978. – 296 p.
3. Dzhabborov N.I., Eviev V.A., Sergeev A.V., Semenova G.A. Evaluation of the probabilistic and statistical characteristics of the traction resistance of a tillage unit with dynamic working bodies // *Bulletin of the Nizhnevolzhsky agrouniversity complex: science and higher professional education.* 2019, vol. 2(54), pp. 275-284. doi.org/10.32786/2071-9485-2019-02-33.
4. Ovchinnikov A.S., Mezheva A.S., Novikov A.E., Fomin S.D., Pleskachev Yu.N., Borisenko I.B., Zvolinsky V.P., Tyutyum N.V., Vorontsova E.S. Energy and agrotechnical indicators in the testing of machine-tractor units with subsoiler // *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences.* 2017, no. 12(24), pp. 7150-7160.
5. Ovchinnikov A.S., Kuznetsov N.G., Nekhoroshev D.D., Gapich D.S., Nekhoroshev D.A., Fomin S.D., Zagorodskikh B.P., Slavutsky V.M., Shaprov M.N., Ryadnov A.I., Tseplyaev A.N. Some ways to reduce the dynamic loads of agricultural machine-tractor aggregates // *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences.* 2018, no. 13(22), pp. 8776-8779.
6. Tseplyaev A.N., Kosulnikov R.A., Tseplyaev V.A., Matasov A.N., Poltorynkin S.S. Reducing the traction resistance of agricultural machines by minimizing its fluctuations when processing heavy loamy soils// *Agroengineering.* 2019, no. 2(90), pp. 14-19.
7. Gapich D.S., Fomin S.D., Shiryaeva E.V. Dynamics of movement of the elastically fixed working body of the cultivator MTA // *Tractors and agricultural machines.* 2017, no. 10, pp. 28-32.
8. Fomin S.D., Avramov V.I. Movement stability of a transport unit with a pneumohydraulic elastic-damping drive of the driving wheels // *Mechanization and electrification of agriculture.* 2004, no. 8, pp. 17-19.
9. Fomin S.D., Avramov V.I., Gapich D.S., Vorontsova E.S. Energy efficiency of the machine-tractor unit in transient conditions // *Proceedings of the Moscow State Technical University MAMI.* 2017, no. 1(31), pp. 2-7.
10. Khaliullin F., Matyashin A., Martyshev A., Davidov N. Method of non-disassembly diagnostics of automotive engines based on pulse functions of their systems // *Engineering for Rural Development* this link is disabled. 2021, no. 20, pp. 1219-1226. DOI: 10.22616/ERDev.2021.20.TF269.
11. Gabsattarov R., Konoplev Y.G., Sachenkov O.A., Egorov S.V., Lustin A.D. Defining relations of vibrations of vehicle suspension with the mass and rigidity design deviations // *International Journal of Applied Engineering Research.* 2015, no. 10, no. 24, pp. 44629-44635.
12. Shekhovtsov V.V., Sokolov-Dobrev N.S., Potapov P.V. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness // *International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016 Procedia Engineering.* 2016, no. 150, pp. 1239-1244.
13. Shehovtsov V., Sokolov-Dobrev N., Lyashenko M., Potapov P. Influence of elements dynamic cohesiveness in power shafting on torsional vibrations spreading and dynamic equality of reducible model // *Mechanika.* 2014, vol. 20(2), pp. 190-196. Nekhoroshev D.D., Konovalov P.V., Popov A.Yu., Nekhoroshev D.A. Features of improving the operation of the machine-tractor unit by reducing load fluctuations// *Proceedings of the Nizhnevolzhsky Agro-University Complex: science and higher professional education.*– 2019.– V.1., No. 53. - FROM. 345-351.
14. Latysheva M.A. Investigation of the influence of adjusting parameters of standard tractor attachments on the deepening ability of disk working bodies of forest unsupported tools // *Actual problems of the forest complex.* 2015, no. 41, pp. 173-181.
15. Ryzhykh N.E. Improvement of attachments of tractors // *Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University.* 2005, no. 11, pp. 20-33.
16. Posmetiev V.I., Zelikov V.A., Latysheva M.A. Rationale for choosing a device scheme for a tractor attachment mechanism when it is aggregated with disk implements // *Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University.* 2013, no. 94, pp. 385-394.

17. Kuznetsov N.G., Gapich D.S., Shishkin A.V. Refinement of the mathematical model for determining the rigidity of the elastic element in the towing device of heavy tractors // Proceedings of the Nizhnevolzhsky agro-university complex: science and higher professional education. 2010, no. 1, pp. 128-132.
18. Gainetdinov I.M., Nizhegorodtsev S.B., Khaliullin F.Kh. Mathematical model for determining the effective indicators of MTA when working with various agricultural implements: Innovative development of the agro-industrial complex // Proceedings of the All-Russian Scientific and Technical Conference. – Kazan: Publishing house of the Kazan State Agrarian University, 2010. – Vol. 77, part 2. – P. 264-266.
19. Patent No. 2377750 RU. Attachment load stabilizer / Khaliullin F.Kh., Gainetdinov I.M., Zimagulov A.Kh. – Appl. No. 2007126142/11 from 09.07.2007; publ. 01/10/2010, Bull. No. 1.
20. Patent No. 214568 RU. Adjustable hitch of the tractor / Khaliullin F.Kh., Yakhin S.M., Imameev A.Z., Gainetdinov I.M., Khaliullin A.F., Khafizov R.N. – Appl. No. 2022117426 from 06/27/2022; publ. 03.11.2022, Bull. No. 31.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Яхин Сергей Мирбатович – доктор технических наук, профессор	Yakhin Sergey Mirbatovich – doctor of technical sciences, professor
Халиуллин Фарит Ханафиевич – кандидат технических наук, доцент	Khaliullin Farit Hanafievich – candidate of technical sciences, associate professor
Имameев Айрат Зиннурович – аспирант	Imameev Airat Zinnurovich – postgraduate student
Егоров Сергей Викторович – доцент кафедры	Egorov Sergey Viktorovich – associate professor of the department
Матяшин Александр Владимирович – кандидат технических наук, доцент	Matyashin Alexander Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor
khaliullin_kai_adis@mail.ru	

Получена 30.11.2022