

2. Бахмутов С.В., Рыков Е.О., Шемякин Ю.В. Обобщенная силовая диаграмма как инструмент оценки устойчивости и управляемости автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1992, № 9, 15-18.
3. Бахмутов С.В., Орлов А.Б. Применение интегральных силовых диаграмм для оценки управляемости и устойчивости автомобиля. // "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров". Сборник докладов 39-й конференции ААИ. М. МАМИ 2002.

Повышение устойчивости движения тракторов в составе агрегатов с фронтальным навешиванием

к.т.н. Гамалеев П.П., Зейгерман А.С., к.т.н. Курсов И.В., к.т.н. доц. Маршалов Э.С.,
к.т.н. проф. Площаднов А.Н., Яковлев П.Ю.

Рубцовский индустриальный институт (филиал) ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»

Аннотация. В статье изложены актуальность и проблемы применения машинно-тракторных агрегатов с фронтальной навеской, предложен метод решения этих проблем. Представлена расчетная схема фронтально-навесного устройства с приспособлением, повышающим устойчивость машинно-тракторного агрегата при сплошной обработке почвы.

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, фронтальное почвообрабатывающее орудие, рабочий орган, качество обработки почвы, устойчивость, упругий элемент.

Использование фронтальной навески при проведении сельскохозяйственных работ имеет ряд преимуществ: позволяет более рационально распределить силы, действующие на машинно-тракторный агрегат, увеличивает число технологических операций, выполняемых за один проход, уменьшает уплотнение почвы, сокращает сроки проведения сельхозработ, высвобождает механизаторские кадры. Кроме этого при этом улучшаются условия наблюдения за работой рабочих органов сельхозмашины. По данным [1] применение передней навески трактора МТЗ-142 для создания комбинированного агрегата, выполняющего культивацию в два следа, позволит при подготовке почвы к посеву снизить затраты труда на 36%, расход топлива - на 21%, прямые эксплуатационные затраты - на 21% и повысить производительность на 57% по сравнению с базовым агрегатом, выполняющим данную работу за два прохода. Применение комбинированного агрегата дает возможность загрузить трактор на 90%, что позволяет эксплуатировать его в зоне оптимальных значений характеристик. Авторы работы [2] отмечают, что производительность МТА на базе колесного трактора с передней навеской на предпосевной обработке почвы и посеве возрастает на 30%. Урожайность при совмещении операций увеличивается на 4...7%. Совмещение операций при возделывании пропашных культур позволяет добиться двукратного снижения уплотнения почвы, наличие переднего навесного устройства уменьшает потребность в тракторах на 37%.

Однако при использовании фронтальной навески, возникают определенные проблемы. Основная из них — отрицательное влияние на устойчивость и управляемость машинно-тракторного агрегата в процессе движения. Малые колебания, возникающие из-за неоднородности обрабатываемого грунта, с течением времени не уменьшаются, а, наоборот, увеличиваются, что, в конечном итоге, приводит к потере устойчивости движения всего машинно-тракторного агрегата.

Решение данной проблемы позволило бы значительно повысить эффективность использования в сельскохозяйственном производстве фронтально навесных машин и орудий.

В начале 80-х годов было разработано приспособление НП-5,4 для фронтального агрегатирования, которое выполнено в виде П-образного элемента, задней частью соединяемого с передней навеской трактора и свободными концами жестко крепящегося к раме культива-

тора. Однако именно жёсткое соединение трактора с навеской неизбежно приводит к значительному ухудшению управляемости и устойчивости движения МТА в процессе сельскохозяйственных операций.

При сплошной обработке почвы особое внимание необходимо уделять устойчивости движения машинно-тракторного агрегата. Для решения этой проблемы было предложено приспособление, позволяющее сельскохозяйственной машине совершать колебания относительно остова трактора, амплитуда которых, в свою очередь, ограничивается введением упругого элемента между навеской и остовом трактора [3] (рисунок 1).

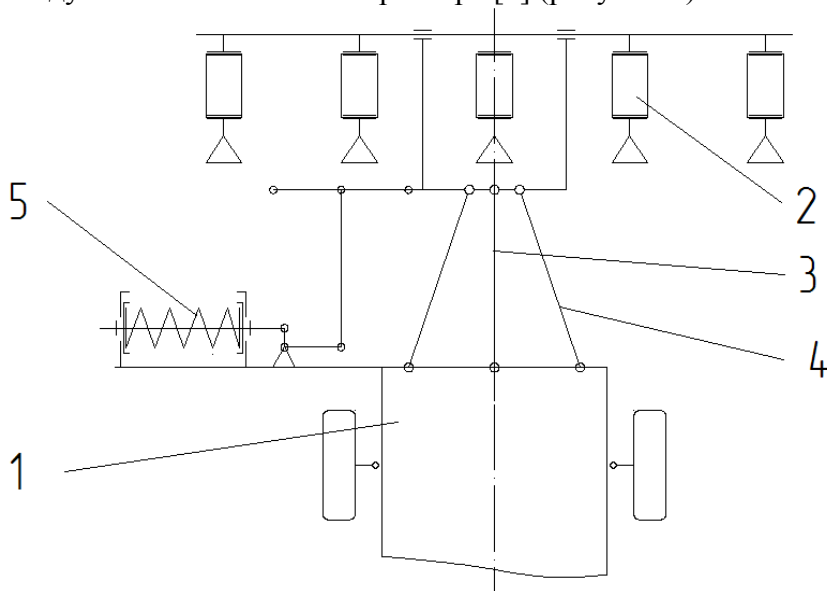


Рисунок 1 – Приспособление с упругим элементом для фронтального навешивания культиватора: 1 – трактор, 2 – культиватор, 3 – верхняя тяга навески, 4 – нижние тяги навески, 5 – упругий элемент

Данное конструктивное решение позволяет как при смене сельскохозяйственного оборудования, так и при изменении физических свойств почвенного фона добиться оптимальных параметров устойчивого движения МТА путём изменения жёсткости упругого элемента либо изменением плеча действия силы от упругого элемента. Именно шарнирная схема соединения орудия и трактора, в отличие от жесткой, позволяет орудью отклоняться в сторону при встрече с препятствиями и избегать поломок, а на трактор в этом случае передаются меньшие дестабилизирующие моменты.

Рассмотрим движение в горизонтальной плоскости навесного культиватора (рисунок 2), закрепленного с помощью навесного устройства со сходящимися по ходу движения нижними тягами расположенного впереди шатуна.

При моделировании движения машинно-тракторного агрегата, выполняющего технологический процесс в междурядьях, отклонения навесных орудий принято считать малыми [4, 5]. При моделировании навешенное орудие заменяется прицепным с точкой прицепа, совпадающей с точкой начального положения мгновенного центра вращения орудия [5].

По расчетной схеме, изображенной на рисунке 3, составим уравнения кинестатики:

$$\begin{cases} \sum F_{\eta} = R_C^{\eta} - mh\ddot{\phi}\alpha - R - S_L - S_{L1} - mh\dot{\phi}^2 = 0; \\ \sum F_{\xi} = R_C^{\xi} - mh\ddot{\phi} - R\chi_D - S_L\psi - mh\dot{\phi}^2\alpha + T_L + T_{L1} = 0; \\ \sum M_{Co} = -I_{S_M}\ddot{\phi} - R\chi_D d + S_L\psi l - mh^2\dot{\phi}^2\alpha + R_C^{\eta}\gamma d - mh^2\ddot{\phi} - M_L - M_D - T_L l - T_{L1}l_1 - M_{упр} = 0. \end{cases}$$

Пренебрегая величинами малого порядка, получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} R_C^{\eta} = R + S_L + S_{L1}; \\ R_C^{\xi} - mh\ddot{\phi} - R\chi_D - S_L\psi + T_L + T_{L1} = 0; \\ -(I_{S_M} + mh^2)\ddot{\phi} - R\chi_D d + S_L\psi l + R_C^{\eta}\gamma d - M_L - M_D - T_L l - T_{L1}l_1 - M_{упр} = 0, \end{cases}$$

ных L колес рамы и опорных колес секций культиватора L_1 ; R - главный вектор сил сопротивления рабочих органов; силы реакции остова трактора R_C^n , R_C^ξ , а также силы инерции $F_{ин}^\tau$ и $F_{ин}^n$; M_D - главный момент сил сопротивления рабочим органам орудия; $M_{упр}$ - момент от действия упругого элемента; $C_0 S_M = h$ - расстояние от точки прицепа до центра тяжести сельскохозяйственного орудия; $CD = d$ - расстояние от точки прицепа до центра сопротивления D рабочих органов.

Выражение $R_C^n \gamma d$ - реактивный момент, передаваемый от трактора к элементам навесного устройства, причём возникновение данного момента обусловлено особенностью кинематических связей в навесном устройстве. Таким образом, анализируя систему уравнений, можно сделать вывод о возможности замены расчетной схемы навесной машины на эквивалентную, представляющую собой расчетную схему прицепной машины с реактивным моментом в шарнире. Причем реактивный момент, возникающий в шарнире при повороте навески на некоторый угол φ , направлен в сторону данного углового отклонения, то есть указанный момент стремится вывести орудие из равновесного положения. Для предотвращения чрезмерного отклонения орудия, а также для уменьшения времени возврата орудия в положения равновесия между остовом трактора и навеской был введен упругий элемент, представляющий собой пружину, при деформации которой возникает момент $M_{упр}$, направленный против углового отклонения φ и стремящийся тем самым вернуть орудие в первоначальное положение:

$$M_{упр} = (F_0 + F)r\gamma = ((\Delta_0 + \Delta) \cdot c)r\gamma,$$

где: c – жесткость пружины; F_0 – сила предварительного поджатия пружины; Δ – деформация пружины при её сжатии; r – плечо действия силы, $r = f(\gamma)$, определяемое композиционными соотношениями.

Учитывая полученную Л.В. Гячевым линейную зависимость, связывающую угол γ с углом φ :

$$\gamma = \frac{\rho_1 \rho_2}{(\rho_2 - \rho_1)d} \varphi,$$

где: ρ_1 - радиус кривизны неподвижной центроиды вблизи ее начальной точки; ρ_2 - радиус кривизны подвижной центроиды вблизи ее начальной точки;

Тогда определим реактивный момент как

$$M = (R + S_L + S_{L1})Wd\varphi,$$

где W - коэффициент, учитывающий конструктивные параметры навесной системы: угол наклона и длину нижних тяг навески.

Тогда суммарный момент от действия реактивного и упругого моментов примет вид:

$$M = ((R + S_L + S_{L1})d - r(F_0 + F))W\varphi.$$

Таким образом, меняя жесткость упругого элемента либо плечо действия силы, можно добиться улучшения устойчивости при движении машинно-тракторного агрегата с фронтальной навеской. Однако при оценке устойчивости движения машинотракторного агрегата существует ряд проблем при их определении. Кроме того отсутствует единый критерий количественной оценки устойчивого движения. У одних авторов под устойчивым движением понимается свойство механической системы сохранять движение, близкое к основному, или стремиться к нему после получения начальных возмущений. У других в качестве величины, характеризующей степень устойчивости движения машины при заданных возмущениях, принимается время τ , в течение которого угол φ отклонения машины, выведенной из равновесного положения, уменьшается до значений, приемлемых с точки зрения выполняемого технологического процесса.

По одним из критериев прямолинейное движение считается устойчивым, если между стабилизирующим и отклоняющим моментом сохраняется условие: $M_{ст} > M_{откл}$.

А для количественной оценки устойчивости прямолинейного направления движения

принят коэффициент устойчивости:

$$k_y = 1 - \frac{b}{l},$$

где b - величина отклонения агрегата от прямолинейного движения, м; l - длина участка пути, на котором замерялось отклонение, м.

Однако такой подход к определению устойчивости не дает полной картины при движении трактора с орудием, поскольку не учитывается отклонение самого орудия относительно трактора.

Предварительное заключение об устойчивости может быть сделано по ряду косвенных физических признаков. Например, существование восстанавливающих сил и моментов, стремящихся вернуть систему к прежнему движению, может дать довольно верное представление об устойчивости движения машинотракторного агрегата.

В качестве критерия предлагается ввести величину запаса устойчивости [6]. Для агрегата с навесной системой при угловом отклонении под действием момента:

$$\rho = 1 - \frac{M_{\text{ВОЗМ}} - M_{\text{СОПР}}}{M_{\text{СТАБ}}}.$$

Здесь $M_{\text{ВОЗМ}}$, $M_{\text{СОПР}}$, $M_{\text{СТАБ}}$ – моменты возмущающих, стабилизирующих и сил сопротивления.

Данный критерий дает только предварительную количественную оценку соотношений сопротивлений с остальными факторами, что может быть учтено лишь при составлении дифференциальных уравнений движения и позволит игнорировать некоторые их члены. Число дифференциальных уравнений в данной системе равно числу степеней свободы. Для таких систем дифференциальных уравнений получается характеристическое уравнение более высокой степени. В зависимости от значений корней характеристического уравнения движение механической системы может быть устойчиво асимптотически, устойчиво неасимптотически либо не устойчиво.

Такой анализ корней характеристического уравнения даёт, как известно, качественную оценку устойчивости объекта исследований.

В большинстве случаев решение задачи об устойчивости системы предпринимается с целью отыскания критерия устойчивости, т.е. оценки функций и условий, при которых они не выйдут за пределы, оговоренные задачей.

Выводы

При использовании фронтально навесных орудий в МТА основными причинами, сдерживающими их практическое применение, является плохая устойчивость и управляемость.

Устойчивость движения МТА может быть повышена введением упругих элементов в конструкцию навесного устройства.

Количественная оценка движения МТА, с точки зрения устойчивости его хода, требует уточнения понятия устойчивости применительно к сельскохозяйственным и другим рабочим машинам, а также внедрения критериев устойчивости движения будущей машины ещё в процессе её проектирования.

Литература

1. Пархоменко М.Л. Оценка эффективности комбинированных агрегатов с передней навеской на предпосевной обработке почвы // Исследование новых комбинированных машин и рабочих органов для обработки почвы и посева. - Горки. - 1986. - С. 40-43.
2. Баландин М.П., Пономарев А.Г., Дрожников Н.Д., Паврозин В.В. Технологические и эксплуатационные параметры работы комбинированных агрегатов на возделывании пропашных // Тр. ВИМ. - 1980. - Т. 88 - С. 52-55.
3. Площаднов А.Н., Курсов И.В., Маршалов Э.С. Повышение устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов // Известия тульского государственного университета / ТулГУ, 2005. С. 171-176
4. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. - М.: Машиностроение, 1981.- 206 с.

5. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. Издательство Ростовского университета, 1976. - 192 с.
6. Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов. – Пермь, 1969. - 444 с.

К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства

к.т.н. проф. Клименко В.И., Леонтьев Д.Н., к.т.н. проф. Ломака С.И., к.т.н. проф. Рыжих Л.А.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
leontiev@khadi.kharkov.ua

Аннотация. В данной статье приведен анализ Правил №13 ЕЭК ООН и предложен способ выбора распределения тормозных сил между осями двухосных транспортных средств для категорий М₁, М₂, М₃, N₁, N₂ и N₃.

Ключевые слова: двухосное транспортное средство, распределения тормозных сил между осями

Введение. При проектировании автомобильных тормозных систем отечественные производители автомобилей, как известно, должны руководствоваться соответствующими национальными стандартами и такими международными требованиями, как Правила №13 ЕЭК ООН [1]. В приложении №10 Правил №13 ЕЭК ООН изложены требования, касающиеся распределения тормозных сил между осями транспортного средства, которое должно обеспечивать как предписываемую эффективность торможения без блокирования колес, так и определенное соотношение между реализуемыми сцеплениями каждой из осей.

Основной характеристикой распределения тормозных сил между осями принято считать [2] коэффициент распределения тормозных сил β , представляющий собой отношение тормозной силы на передней оси (T_1) к общей тормозной силе (T):

$$\beta = \frac{T_1}{T}, \quad (1)$$

или, учитывая в выражении (1) геометрические параметры тормозных механизмов и приводное давление, например, для транспортных средств с пневматической тормозной системой, получим:

$$\beta = \frac{C_1 \cdot (P_1 - \Delta P_1)}{C_1 \cdot (P_1 - \Delta P_1) + C_2 \cdot (P_2 - \Delta P_2)}. \quad (2)$$

При отсутствии в приводе тормозов регулирующих устройств (регуляторов тормозных сил или АБС) коэффициент β величина постоянная. Выбор ее значения – одна из основных задач, решаемых при проектировании тормозных систем транспортных средств, так как именно она определяет, будет ли данное транспортное средство удовлетворять (или не удовлетворять) требованиям Правил №13 ЕЭК ООН в части распределения тормозных сил между его осями.

Согласно выражению (1) тормозная сила на передней оси, равна:

$$T_1 = T \cdot \beta. \quad (3)$$

Тогда тормозная сила на задней оси:

$$T_2 = T \cdot (1 - \beta) \quad (4)$$

или

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot (1 - \beta)}{\beta}. \quad (5)$$

В результате разрешения уравнений (3) и (4) через геометрические параметры транспортного средства получены выражения, связывающие реализуемые сцепления (удельные