

КУРСОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ПРИ ВСПАШКЕ

ROAD HOLDING ABILITY OF MACHINE-TRACTOR UNIT DURING PLOWING

И.П. ТРОЯНОВСКАЯ, д.т.н.
А.О. ЖАКОВ

Южно-Уральский государственный университет,
Челябинск, Россия, tripav63@mail.ru

I.P. TROYANOVSKAYA, DSc in Engineering
A.O. ZHAKOV

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia, tripav63@mail.ru

Несоответствие ширины захвата плуга и ширины трактора приводят к асимметричности пахотных агрегатов. Геометрия лемешной поверхности оборотного плуга способствуют возникновению поперечных сил на рабочем орудии. Все это вызывает нарушение равновесия рабочего органа и отклонение трактора от прямолинейного движения во время вспашки. Для сохранения прямолинейного движения водителю приходится через каждые 5–10 метров подправлять машину, что вызывает у него повышенную утомляемость. Для исследования причин бокового увода пахотного агрегата построена математическая модель, которая состоит из уравнений управляемого движения и уравнений неуправляемого сдвига трактора под действием внешних сил со стороны плуга. Описание силового взаимодействия движителя с грунтом основано на математической теории трения с учетом анизотропии и упругих свойств в контакте. На основе модели пассивного сдвига построен годограф максимальной сдвигающей трактор силы со стороны рабочего орудия. Установлено, что сдвигающая сила достигает максимального по сцеплению значения только в случае поступательного сдвига, когда ее линия действия проходит через центр тяжести трактора. Во всех остальных случаях сдвиг (увод) трактора осуществляется силой меньшего значения. Сформулированы особенности и допущения модели применительно к гусеничному и колесному трактору. В результате получено, что независимо от направления поперечного смещения тягового сопротивления плуга увод трактора осуществляется в сторону вспаханного поля. Результат численного эксперимента показал, что основной причиной увода колесного пахотного агрегата является разный тип грунта по бортам трактора, а не смещение тягового сопротивления плуга.

Ключевые слова: курсовая устойчивость, математическая модель, боковой увод, оборотный плуг, сцепление с грунтом, пахотный агрегат, математическая теория трения.

Для цитирования: Трояновская И.П., Жаков А.О. Курсовая устойчивость машинно-тракторного агрегата при вспашке // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 41–49. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-41-49.

The discrepancy between the working width of the plow and the width of the tractor leads to asymmetry of the arable units. The geometry of the share surface of the reversible plow contributes to the generation of lateral forces on the working tool. All this contributes to the imbalance of the working body and the deviation of the tractor from straight-line movement during plowing. To maintain a straight line, the driver has to correct the vehicle movement every 5–10 meters, which makes him more tired. To study the causes of lateral slip of the plowing unit, a mathematical model was built. It consists of the equations of controlled motion and equations of uncontrolled shift of the tractor under the action of external forces from the plow. The description of the force interaction of the propeller with the ground is based on the mathematical theory of friction, taking into account anisotropy and elastic properties in contact. On the basis of the passive shear model, the hodograph of the maximum force shifting the tractor from the side of the working tool is constructed. It has been established that the shear force reaches its maximum adhesion value only in the case of translational shear, when its line of action passes through the center of gravity of the tractor. In all other cases, the shift (pull) of the tractor is carried out by a force of a lower value. The features and assumptions of the model are formulated in relation to the tracked and wheeled tractors. As a result, it was found that regardless of the direction of the lateral displacement of the plow draft resistance, the tractor is pulled towards the plowed field. The result of the numerical experiment showed that the main reason for the drift of the wheeled arable unit is the different type of soil along the sides of the tractor, but not the displacement of the plow traction resistance.

Keywords: road holding ability, mathematical model, lateral pull, reversible plow, adhesion to the ground, arable unit, mathematical theory of friction.

Cite as: I.P. Troyanovskaya, A.O. Zhakov Road holding ability of machine-tractor unit during plowing. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 6, pp. 41–49 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-41-49.

Введение

Первым шагом к хорошему урожаю является качественная обработка почвы [1]. Сегодня современное земледелие включает различные технологии предпосевной обработки. Однако основным способом до сих пор остается традиционная вспашка отвальным плугом, положительно сказывающаяся на дальнейшем росте и развитии растений [2]. По энергоёмкости на вспашку тратится 30–35 % всех затрат энергии в полеводстве [3]. Технология с оборачиванием пахотного слоя не только подрезает и заделывает сорные растения на недоступную для прорастания глубину, но и обеспечивает перемешивание слоев почвы и защищает ее от возбудителей инфекции [4].

Несоответствие ширины захвата плуга и ширины трактора обусловила асимметричность пахотных агрегатов. При работе пахотного агрегата со стороны рабочего орудия создается разворачивающий момент, отклоняющий трактор от прямолинейного движения [5]. Для сохранения прямолинейного движения водителю приходится постоянно подправлять машину. У колесных тракторов воздействие на рулевое колесо составляет 15–20 раз на 100 м участка пути [6]. На гусеничных тракторах воздействие на рычаг управления фрикционом осуществляется через каждые 4–6 м хода агрегата [7]. Это приводит к повышенной утомляемости оператора и снижению производительности до 10–15 % [8].

Основной причиной увода пахотного агрегата от прямолинейного направления принято считать воздействие плуга на трактор [9]. Сложная лемешная поверхность отвального плуга приводит к отклонению нормальной силы сопротивления P на некоторый угол $\beta = 15^\circ\text{--}25^\circ$ относительно продольной оси трактора [10]. Для компенсации боковой составляющей силы сопротивления плуга P_y в горизонтальной плоскости устанавливают полевую доску, длина которой ограничивается технологическим процессом и конструктивными размерами плуга. На трение полевой доски расходуется до 17 % общего тягового сопротивления трактора, что заставляет искать другие способы уравновешивания плуга в горизонтальной плоскости [11].

Исследованием курсовой устойчивости тракторного агрегата при вспашке начали заниматься давно [12–14], однако этот вопрос и сегодня сохраняет свою актуальность [15–17]. Решение вопроса курсовой устойчивости пахот-

ного агрегата часто ограничивается равновесием только одного рабочего орудия (плуга) [11, 18]. Вместе с тем, исследование движения всего пахотного агрегата в целом позволит лучше понять причины бокового увода машины. Для оценки влияния каждого фактора на отклонение от прямолинейного движения применим математическое моделирование.

Цель исследований

Построение математической модели движения пахотного агрегата, позволяющей оценить влияние различных факторов на курсовую устойчивость трактора с асимметричной внешней нагрузкой.

Материалы и методы

Математическая модель увода

Движение пахотного агрегата под действием внецентренных сил сопротивления со стороны плуга представляет собой совокупность управляемого прямолинейного движения и пассивного неуправляемого сдвига [19].

Уравнения управляемого движения, учитывая малую величину боковых отклонений и невысокие скорости движения, можно записать в виде обычных криволинейных интегралов [20]:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \int_0^T V \cos \left(\int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt \\ y_c &= \int_0^T V \sin \left(\int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \int_0^T V \cos \left(\int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt \\ y_c &= \int_0^T V \sin \left(\int_0^t \frac{V}{\rho} d\tau \right) dt \end{aligned} \right\},$$

где x_c, y_c – координаты центра масс агрегата в неподвижной системе отсчета; $t = 0 \dots T$ – время движения; V – скорость; ρ – радиус кривизны траектории.

Уравнения неуправляемого сдвига представляют собой уравнения силового равновесия всего пахотного агрегата (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} F_{x1} + F_{x2} - P_{f1} - P_{f2} - P \cos \beta &= 0, \\ F_{y1} + F_{y2} - (P \sin \beta - R_\sigma) &= 0, \\ (y_k + y_1 - 0,5B)P \cos \beta + y_1 P_{f1} + y_2 P_{f2} - \\ -(x_k + x)(P \sin \beta - R_\sigma) - M_1 - M_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

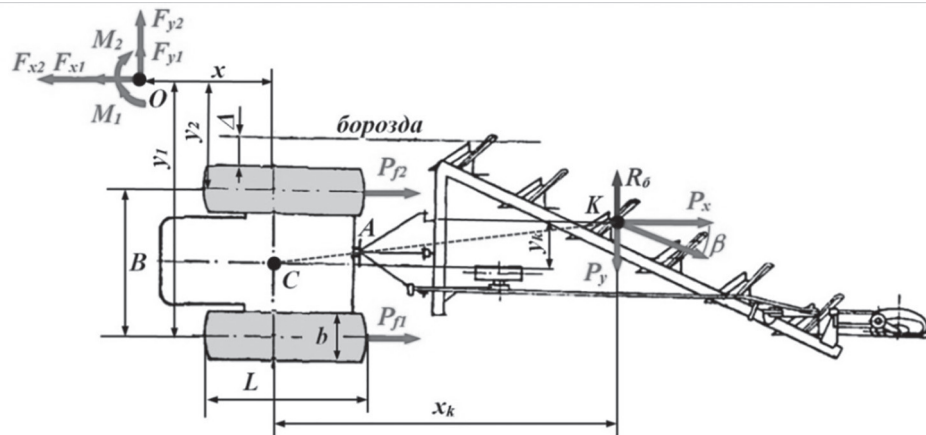


Рис. 1. Схема сил, действующих на пахотный агрегат

Fig. 1. Diagram of the forces acting on the plowing unit

где P – результирующая сила сопротивления плуга; β – угол наклона силы сопротивления к продольной оси трактора; x_k, y_k – координаты точки K приложения результирующей силы сопротивления плуга относительно центра C масс трактора; R_0 – усилие сопротивления полевой доски; B – колея трактора, P_{fi} – силы сопротивления движению i -й гусеницы (борта); y_i – координаты мгновенного центра O скольжения площадки контакта i -й гусеницы (борта); F_{xi}, F_{yi}, M_i – суммарные силовые факторы в контакте i -й гусеницы (борта) с грунтом [21].

Силовые факторы в контакте движителя с грунтом по своей сути являются силами трения. Это позволяет, в общем случае, определить их согласно математической теории трения [22], когда внешняя сила P вызывает вращательный сдвиг относительно некоторого мгновенного центра скольжений O . Тогда силовые факторы F_{xi}, F_{yi}, M_i в i -м контакте являются функциями неизвестных координат x_i, y_i мгновенного центра скольжения O в системе координат, связанной с геометрическим центром контакта [23]:

$$\left. \begin{aligned} F_{xi} &= q \iint_{\eta\gamma} \frac{\mu_i (y_i - \eta)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} d\gamma d\eta, \\ F_{yi} &= -q \iint_{\eta\gamma} \frac{\mu_i (x_i - \gamma)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} d\gamma d\eta, \\ M_i &= q \iint_{\eta\gamma} \mu_i \sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2} d\gamma d\eta, \end{aligned} \right\} (3)$$

где μ_i – коэффициент трения в i -м контакте с грунтом; x_i, y_i – координаты мгновенного центра скольжения i -й площадки контакта с грунтом в системе координат, связанной с ее

геометрическим центром; γ, η – текущие координаты точек контакта.

Введение под интеграл силовых факторов F_{xi}, F_{yi}, M_i переменного коэффициента сцепления μ_i позволяет учесть упругие свойства в каждой точке контакта [24] и установить связь силовых факторов с радиусом ρ кривизны траектории:

$$\left. \begin{aligned} \mu_{xi} &= \mu_{mxi} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right), \\ \mu_{yi} &= \mu_{myi} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right), \end{aligned} \right\} (4)$$

где μ_{mxi}, μ_{myi} – максимальный коэффициент сцепления в продольном и поперечном направлении; th – функция гиперболического тангенса; λ – эмпирический коэффициент, характеризующий упругие свойства грунта; ρ – радиус кривизны траектории.

Особенность движения гусеничного агрегата. Длина контакта L гусеницы с грунтом значительно больше ее ширины b . Это позволят заменить двойной интеграл в уравнениях (4) одинарным с погрешностью не более 2 % [25]. При этом среднее нормальное давление в контакте равно $q = G/2Lb$.

Гусеничный пахотный трактор, как правило, движется по неспаханной части поля на некотором расстоянии от края борозды (по условию неосыпания стенок борозды) (рис. 2, а), что позволяет принять одинаковые грунтовые условия под обеими гусеницами.

Однако за счет грунтозацепов взаимодействие гусеницы с грунтом приобретает анизотропные свойства, которое можно выразить



Рис. 2. Движение (а) гусеничного и (б) колесного трактора при пахоте

Fig. 2. Movement of (a) caterpillar and (b) wheeled tractor during plowing

путем введения разных коэффициентов μ_i сцепления в продольном μ_{mxi} и поперечном μ_{myi} направлениях [24]. Поперечное расположение грунтозацепов приводит к тому, что в этом направлении упругая деформация грунта практически отсутствует, так как почти сразу начинается срез грунта $\mu_{yi} = \mu_{myi}$.

В итоге силовые факторы F_{xi} , F_{yi} , M_i имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} F_{xi} &= \frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\mu_{mxi} y_i}{\sqrt{y_i^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma, \\ F_{yi} &= \frac{-G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\mu_{myi} (x_i - \gamma)}{\sqrt{y_i^2 + (x_i - \gamma)^2}} d\gamma, \\ M_i &= \frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \left[\frac{\mu_{mxi} y_i^2}{\sqrt{y_i^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) + \frac{\mu_{myi} (x_i - \gamma)^2}{\sqrt{y_i^2 + (x_i - \gamma)^2}} \right] d\gamma \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Особенность движения колесного агрегата. Подразумевается, что происходит при использовании на пахоте колесного трактора движение колес одного борта по дну борозды (рис. 2, б). Это приводит к постоянному поперечному наклону машины. Следствием этого является разная нормальная нагрузка по бортам, определяемая как [11]:

$$q_i = \frac{G}{2ab} \left(\frac{\cos \alpha}{2} \pm \frac{h}{B} \sin \alpha \right), \quad (6)$$

где знак «+» используется для нижнего борта, движущегося в борозде, знак «-» – для верхнего борта, движущегося по целине; α – угол наклона трактора; h – высота центра масс трактор; a , b – длина и ширина следа колеса.

Поперечный уклон колесного трактора приводит к перераспределению весовой нагрузки между бортами (б). Согласно расчетам, угол на-

клона составляет 5–6°, что соответствует разнице в нормальной нагрузке на 13–15%. Изменение нормальной нагрузки на колесах ведет к изменению размеров пятна контакта (рис. 3), увеличивая длину следа a при неизменной его ширине b [26]. Кроме того, движение по рыхлому грунту способствует дополнительному увеличению пятна контакта одного из бортов трактора [27].



Рис. 3. Изменение размеров контакта колеса в зависимости от нормальной нагрузки

Fig. 3. Change in wheel contact dimensions depending on normal load

Симметричное расположение рисунка протектора шины позволяет допустить одинаковые коэффициенты сцепления в продольном и поперечном направлении $\mu_{xi} = \mu_{yi}$. Упругие свойства в контакте обеспечиваются в продольном направлении за счет смятия грунта, а в поперечном направлении – за счет деформации шины. Кроме того, колеса разных бортов движутся по грунту с разными свойствами. Тогда силовые факторы F_{xi}, F_{yi}, M_i (3) с учетом всего вышесказанного приобретают вид:

$$\left. \begin{aligned} F_{xi} &= q_i \int_{-b/2}^{b/2} \left[\int_{\frac{-L-a}{2}}^{\frac{-L+a}{2}} \frac{\mu_{mxi}(y_i - \eta)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma + \int_{\frac{L-a}{2}}^{\frac{L+a}{2}} \frac{\mu_{mxi}(y_i - \eta)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma \right] d\eta, \\ F_{yi} &= -q_i \int_{-b/2}^{b/2} \left[\int_{\frac{-L-a}{2}}^{\frac{-L+a}{2}} \frac{\mu_{myi}(x_i - \gamma)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma + \int_{\frac{L-a}{2}}^{\frac{L+a}{2}} \frac{\mu_{myi}(x_i - \gamma)}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) d\gamma \right] d\eta, \\ M_i &= q_i \int_{-b/2}^{b/2} \left[\int_{\frac{-L-a}{2}}^{\frac{-L+a}{2}} \left[\frac{\mu_{mxi}(y_i - \eta)^2}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) + \frac{\mu_{myi}(x_i - \gamma)^2}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) \right] d\gamma + \right. \\ &\quad \left. + \int_{\frac{L-a}{2}}^{\frac{L+a}{2}} \left[\frac{\mu_{mxi}(y_i - \eta)^2}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{y_i - \eta}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) + \frac{\mu_{myi}(x_i - \gamma)^2}{\sqrt{(y_i - \eta)^2 + (x_i - \gamma)^2}} \operatorname{th} \left(\frac{x_i - \gamma}{\lambda(\rho \pm 0,5B + y_i)} \right) \right] d\gamma \right] d\eta. \end{aligned} \right\} (7)$$

Уравнения связей. Неуправляемое движение (без управляющего воздействия со стороны водителя) характеризуется фиксированным относительным движением опор движителя (колес или гусениц), что соответствует единому центру скольжения (точка O) для контактов обоих бортов [8, 28], что позволяет записать недостающее уравнение связи:

$$y_1 = y_2 + B. \quad (8)$$

Квазистатическая модель увода включает систему уравнений (1–8), где неизвестный радиус ρ кривизны траектории однозначно [22] определяется из уравнений равновесия (2) с учетом формул (3–7). Таким образом, каждому значению внешней силы P сопротивления плуга соответствует свой радиус ρ кривизны траектории и мгновенный центр скольжения O .

Для подробного анализа влияния различных факторов на траекторию движения пахотного машинно-тракторного агрегата был проведен численный эксперимент.

Результаты и обсуждение

Получены следующие результаты численного эксперимента.

Сила сопротивления плуга характеризуется модулем P , направлением и точкой приложения.

Определение модуля силы сопротивления плуга P представляет собой весьма сложную задачу, зависящую от множества факторов: типа разрабатываемого грунта, глубины обработки, скорости движения, веса, формы и ширины захвата (количества корпусов) плуга и др. [29]. Поперечная составляющая P_y компенсируется, как правило, реакцией полевой доски R_σ . Ее увеличение приводит к увеличению длины полевой доски и, как следствие, увеличению ширины захвата и росту тягового усилия. Правильный выбор размеров полевой доски позволяет добиться равенства [11] $P \sin \beta = R_\sigma$. Тогда неуправляемый сдвиг происходит только за счет поперечного смещения y_k продольной составляющей P_x силы сопротивления плуга.

Продольная составляющая P_x воспринимается тяговым усилием ΣF_x трактора, природой которого является трение. Следовательно, согласно закону Гука, должно существовать такое значения силы P_x (меньше предельного по условиям равновесия), при котором пассивный сдвиг (боковой увод) не невозможен. Предельное значение сдвигающей силы P соответствует определенному направлению (линии действия) [28].

Направление определяется формой лемешной поверхности и учитывается через угол β наклона результирующей силы сопро-

тивления плуга P к продольной оси трактора [11]. Для полного исследования зависимости предельной силы P от направления на основе уравнений равновесия (2) был построен годограф сдвигающей силы на примере гусенично-го трактора (рис. 4).

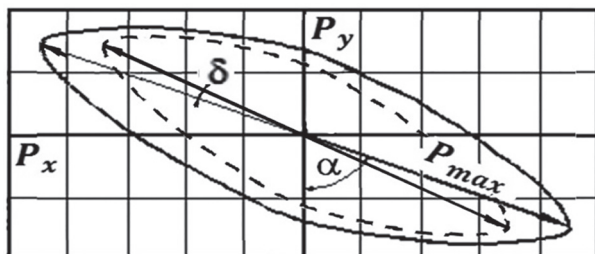


Рис. 4. Годограф сдвигающей силы

Fig. 4. Shear force hodograph

Он позволяет определить предельные значения сдвигающей силы P_{max} и ее составляющих P_x и P_y для каждой линии действия. Учет анизотропии снижает значения максимальной сдвигающей силы и разворачивает годограф в сторону меньшего коэффициента сцепления на угол δ , зависящий от отношения коэффициентов трения в продольном μ_{mx} и поперечном μ_{my} направлениях.

Анализ показал, что при пассивном сдвиге максимальное значение сдвигающей силы $P_{max} = \mu G$ возможно только в случае прямолинейного сдвига, когда линия AK действия силы проходит через центр C масс машины. Этот частный случай характеризует поступательное скольжение. Траектория движения с учетом увода представляет собой прямую линию (рис. 5, линия 1) и обеспечивается путем смещения точки прицепа навески относительно продольной оси трактора [30, 31]. Во всех других случаях имеет место мгновенно вращательный сдвиг, начинающийся при меньшем

значении сдвигающей силы $P < P_{max}$. Наличие мгновенно вращательного сдвига приводит к тому, что при отсутствии управляющего воздействия со стороны водителя величина бокового отклонения y_c квадратично возрастает с увеличением пройденного пути x_c (рис. 5, линии 2–4). Увеличение поперечного смещения y_k (плеча действия силы) приводит к увеличению вращающего эффекта и, соответственно, росту бокового увода трактора.

Разные условия движения бортов трактора оказывают наибольшее влияние на курсовую устойчивость пахотного агрегата. Расчеты показали, что за счет различия в коэффициентах сцепления μ_i и сопротивления перекатыванию на бортах f_1 , трактор теряет курсовую устойчивость даже без воздействия внешней нагрузки от плуга. При этом боковое отклонение превышает величину увода от силы сопротивления плуга.

Выводы

1. Математическая модель увода состоит из уравнений управляемого прямолинейного движения и уравнений неуправляемого пассивного сдвига под действием внешних сил, представляющих собой силовое равновесие пахотного агрегата.

2. Взаимодействие тракторного движителя с грунтом представлено на основе математической теории трения с учетом анизотропии и упругих свойств в контакте.

3. Каждой линии действия сдвигающей силы соответствует ее однозначное предельное значение. При силе меньше этого значения сдвиг и увод трактора от прямолинейного движения отсутствуют.

4. Сдвигающая сила достигает своего максимального по сцеплению значения при условии, когда ее линия действия проходит через центр

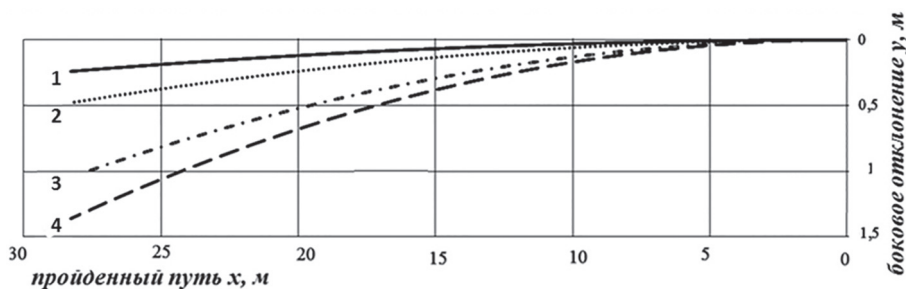


Рис. 5. Траектории движения пахотного агрегата:

1 – поступательный увод, 2–4 – мгновенно вращательный увод

Fig. 5. Arable unit trajectories: 1 – translational drift, 2–4 – instantaneous rotational drift

масс машины. В этом случае имеет место поступательный сдвиг и траектория увода представляет собой прямую линию.

5. Когда линия действия сдвигающей силы не проходит через центр масс трактора, статическое равновесие нарушается при меньшем ее значении и имеет место мгновенно вращательный сдвиг. При этом величина бокового отклонения от прямолинейного направления квадратично возрастает в зависимости от пройденного пути.

6. Анизотропия взаимодействия дополнительно снижает значение предельной сдвигающей силы и разворачивает ее годограф в сторону меньшего коэффициента сцепления.

7. Движение одного борта трактора по дну борозды создает разные условия в контакте колес с грунтом. По бортам отличаются: нормальная нагрузка, размер следа, коэффициенты сцепления и сопротивления перекачиванию, что приводит к потере курсовой устойчивости машины (даже при отсутствии сопротивления на рабочем органе).

Литература

1. Гольдяпин В.Я., Березенко Н.В. Первый шаг к хорошему урожаю – качественная обработка почвы // Техника и оборудование для села. 2014. № 4. С. 40–43.
2. Рыжин Н.Е. Потеря мощности трактора на поворот плуга // Научный журнал КубГАУ. 2005. № 9. С. 56–63.
3. Трубилин Е.И., Белоусов С.В., Лепшина А.И. Основная обработка почвы с оборотом пласта в современных условиях работы и устройства для ее осуществления // Научный журнал КубГАУ. 2014. № 104. С. 1902–1922.
4. Василенко В.В., Василенко С.В., Стуров Д.В. Эталонная вспашка // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2000. № 3 (22). С. 25–29.
5. Синеоков Г.Н. Полезные и вредные сопротивления плуга // Тракторы и сельхозмашины. 1959. № 2.
6. Зазуля А.Н., Балашов А.В., Белогорский В.П., Марнов С.В., Михеев Н.В. Действие сил на рабочие органы поворотного плуга с переменной шириной захвата и его тяговое сопротивление // Вестник Мичуринского ГАУ. 2013. № 1. С. 56–61.
7. Цыкунов В.А. Анализ устойчивости прямолинейного движения пахотного агрегата // Совершенствование использования и обслуживания МТА: сборник научных трудов. Краснодар: КСХИ. 1983. № 222 (250).
8. Сергеев Н.В., Сенькевич С.Е., Чичиль Р.А. Курсовая устойчивость агрегата // Вестник ВИЭСХ. 2017. № 1. С. 61–66.
9. Рыжих Н.Е. О прямолинейности движения пахотного агрегата // Научный журнал КубГАУ. 2005. № 10. С. 54–61.
10. Турбин Б.Г. и [др.] Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет. Л.: Машиностроение. 1967. 583 с.
11. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: учебное пособие. Челябинск: ЧГАА. 2010. 203 с.
12. Зазуля А.Н. Разработка методов и средств повышения устойчивости движения пахотного агрегата (на примере трактора К-701 с плугом ПТК 9-35): дис. ... канд. техн. наук. М.: ВИМ. 1984. 154 с.
13. Ляшенко П.Г. Обоснование условий устойчивого движения колесного пахотного агрегата: дис. ... канд. техн. наук. Глеваха: УНИИМЭСХ. 1984. 235 с.
14. Цвик Б.Д., Степанов В.Е., Зазуля А.Н. Оценка устойчивости прямолинейного движения пахотного агрегата // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1984. № 8. С. 44–46.
15. Горин Г.С., Годжаев З.А., Головач В.М., Кузьмин В.А. Динамика машинно-тракторных агрегатов: курсовая устойчивость с несимметрично присоединенным полунавесным плугом // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017. № 5. С. 3–8. DOI: 10.22314/2073-7599-2017-5-3-8.
16. Пейсахович Ю.А. Идентификация и синтез устойчивости движения пахотных агрегатов: автореф. дис. ... док. техн. наук. Краснодар: КубГАУ. 2004. 44 с.
17. Сужаев Л.П., Агузаров А.М., Кудзиев К.Д., Кудзаева И.Л. К вопросу повышения курсовой устойчивости и управляемости машинно-тракторного агрегата // Научное обеспечение устойчивого развития агропромышленного комплекса горных и предгорных территорий: материалы конференции. 2018. С. 274–276.
18. Капустин А.Н. Основы теории и расчета машин для основной и поверхностной обработки почв, посевных машин и машин для внесения удобрений. Томск: ТПУ, 2013. 134 с.
19. Позин Б.М., Трояновская И.П., Апанасик В.Г. Задачи пассивного поворота гусеничной машины (постановка, модель движения) // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2007. Вып. 10. № 25 (97). С. 70–74.
20. Жаков А.О., Трояновская И.П. Модель отклонения трактора от прямолинейного движения под действием внешних нецентральных сил //

- Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2020. № 3. С. 15–23. DOI: 10.14529/engin200302.
21. Troyanovskaya I, Ulanov A, Zhakov A, Voinashc S. Friction Forces at the Wheel's Contact with the Ground in a Turning Vehicle, *Tribology in Industry*. 2019. Vol. 41, no. 2. Pp. 166–171. DOI: 10.24874/ti.2019.41.02.03.
 22. Opeiko F.A. *Mathematical Theory of Friction*. Minsk, 1971. 149 p.
 23. Troyanovskaya I.P., Pozin B.M. Forces of Friction at the Wheel-to-Ground Contact in a Turning Vehicle. *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 129. Pp. 156–160. DOI:10.1016/j.proeng.2015.12.025.
 24. Жаков А.О., Трояновская И.П. Влияние анизотропии на силовое взаимодействие гусеничного движителя с грунтом при повороте машины // *Тракторы и сельхозмашины*. 2020. № 2. С. 43–49. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-2-43-49.
 25. Позин Б.М. Вопросы методологии в теории тяговой характеристики трактора. Челябинск: ЧГАУ. 2006. 123 с.
 26. Липкань А.В., Панасюк А.Н., Кашбулгайянов Р.А. Обоснование выбора способа определения параметров пятна контакта пневмоколесного движителя с опорным основанием // *Бюллетень науки и практики*. 2019. Т. 5. № 6. С. 212–228. DOI: 10.33619/2414-2948/43/27.
 27. Хахина А.М., Устинов В.В. Влияние модуля деформации на форму пятна контакта движителя с почвогрунтом // *Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика*. 2015. Т. 3. № 9–2 (20–2). С. 287–290. doi:10.12737/16489.
 28. Опейко Ф.А. *Колесный и гусеничный ход*. Минск: АСН БССР, 1960. 228 с.
 29. Горячкин В.П. *Собрание сочинений*. В 3-х томах. М.: Колос, 1968.
 30. Рыжих Н.Е. Влияние направления линии действия силы тяги на сопротивление плуга // *Научный журнал КубГАУ*. 2004. № 8. С. 1–8.
 31. Баутина М.В. и [др.] *Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства: учебное пособие*. М.: Колос, 2000. 536 с.
- ### Reference
1. Gol'tyapin V.YA., Berezenko N.V. The first step to a good harvest is good soil cultivation. *Tekhnika i oborudovaniye dlya sela*. 2014. No 4, pp. 40–43 (In Russ.).
 2. Ryzhin N.E. Loss of tractor power per plow turn. *Nauchnyy zhurnal KuBGAU*. 2005. No 9, pp. 56–63 (In Russ.).
 3. Trubilin YE.I., Belousov S.V., Lepshina A.I. Basic tillage with seam turnover in modern working conditions and devices for its implementation. *Nauchnyy zhurnal KuBGAU*. 2014. No 104, pp. 1902–1922 (In Russ.).
 4. Vasilenko V.V., Vasilenko S.V., Sturov D.V. Reference plowing. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2000. No 3 (22), pp. 25–29 (In Russ.).
 5. Sineokov G.N. Useful and harmful plow resistance. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 1959. No 2 (In Russ.).
 6. Zazulya A.N., Balashov A.V., Belogorskiy V.P., Marnov S.V., Mikheyev N.V. The action of forces on the working bodies of a rotary plow with a variable working width and its traction resistance. *Vestnik Michurinskogo GAU*. 2013. No 1, pp. 56–61 (In Russ.).
 7. Tsykunov V.A. Analysis of the stability of the rectilinear movement of the plowing unit. *Sovershenstvovaniye ispol'zovaniya i obsluzhivaniya MTA: sbornik nauchnykh trudov Krasnodar: KSKHI*. 1983. No 222(250) (In Russ.).
 8. Sergeev N.V., Sen'kevich S.E., Chichil' R.A. Unit road stability. *Vestnik VIESKH*. 2017. No 1, pp. 61–66 (In Russ.).
 9. Ryzhikh N.E. Straightness of movement of the plowing unit. *Nauchnyy zhurnal KuBGAU*. 2005. No 10, pp. 54–61 (In Russ.).
 10. Turbin B.G. i [dr.] *Sel'skokhozyaystvenn-yye mashiny. Teoriya i tekhnologicheskij raschet [Agricultural machinery. Theory and technological calculation]*. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ. 1967. 583 p.
 11. Blednykh V.V. *Ustroystvo, raschet i proyektirovaniye pochvoobratyvyayushchikh orudiy [Construction, calculation and design of tillage tools]: uchebnoye posobiye*. Chelyabinsk: CHGAA Publ. 2010. 203 p.
 12. Zazulya A.N. *Razrabotka metodov i sredstv povysheniya ustoychivosti dvizheniya pakhotnogo agregata (na pri-mere traktora K-701 s plugom PTK 9-35): dis. ... kand. tekhn. nauk [Development of methods and means of increasing the stability of the movement of the plowing unit (on the example of K-701 tractor with the PTK 9-35 plow): Dissertation for Degree of PhD in Engineering]*. Moscow: VIM. 1984. 154 p.
 13. Lyashenko P.G. *Obosnovaniye usloviy ustoychivogo dvizheniya kolesnogo pakhotnogo agregata: diss. ... kand. tekhn. nauk [Justification of the conditions for the stable movement of the wheeled plow: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]*. Glevakha: UNIIM-ESKH Publ. 1984. 235 p.
 14. Tsvik B.D., Stepanov V.E., Zazulya A.N. Evaluation of the stability of the rectilinear movement of

- the plowing unit. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*. 1984. No 8, pp. 44–46 (In Russ.).
15. Gorin G.S., Godzhayev Z.A., Golovach V.M., Kuz'min V.A. Dynamics of machine and tractor units: directional stability with an asymmetrically attached semi-mounted plow. *Sel'skokhozyaystvenn-yye mashiny i tekhnologii*. 2017. No 5, pp. 3–8 (In Russ.). DOI: 10.22314/2073-7599-2017-5-3-8.
16. Peysakhovich YU.A. Identifikatsiya i sintez ustoychivosti dvizheniya pakhotnykh agregatov: avtoref. diss. ... dok. tekhn. nauk [Identification and synthesis of the stability of the movement of arable units: Abstract to Dissertation for Degree of DrSc in Engineering]. Krasnodar: KuBGU Publ. 2004. 44 p.
17. Suzhayev L.P., Aguzarov A.M., Kudziyev K.D., Kudzayeva I.L. Increasing road holding and controllability of the machine and tractor unit. *Nauchnoye obespecheniye ustoychivogo razvitiya agropromyshlennogo kompleksa gornyykh i predgornyykh territoriy: materialy konferentsii* [Scientific support for sustainable development of the agro-industrial complex of mountain and foothill areas: conference proceedings]. 2018, pp. 274–276 (In Russ.).
18. Kapustin A.N. Osnovy teorii i rascheta mashin dlya osnovnoy i poverkhnostnoy obrabotki pochv, posevnykh mashin i mashin dlya vneseniya udobreniy [Fundamentals of the theory and calculation of machinery for basic and surface tillage, seeding and fertilizing machinery]. Tomsk: TPU Publ. 2013. 134 p.
19. Pozin B.M., Troyanovskaya I.P., Apanasik V.G. Problems of passive turning of a tracked vehicle (setting, motion model). *Vestnik YUURGU. Seriya Mashinostroyeniye*. 2007. vyp. 10. No 25 (97), pp. 70–74 (In Russ.).
20. Zhakov A.O., Troyanovskaya I.P. Model of the deviation of the tractor from rectilinear motion under the action of external non-central forces. *Vestnik YUURGU. Seriya «Mashinostroyeniye»*. 2020. No 3, pp. 15–23 (In Russ.). doi: 10.14529/engin200302
21. Troyanovskaya I, Ulanov A, Zhakov A, Voinashe S. Friction Forces at the Wheel's Contact with the Ground in a Turning Vehicle, *Tribology in Industry*. 2019. vol. 41, no. 2, pp. 166–171. DOI: 10.24874/ti.2019.41.02.03.
22. Opeiko F.A. *Mathematical Theory of Friction*. Minsk. 1971. 149 p.
23. Troyanovskaya I.P., Pozin B.M. Forces of Friction at the Wheel-to-Ground Contact in a Turning Vehicle. *Procedia Engineering*. 2015. vol. 129. pr. 156–160. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.025.
24. Zhakov A.O., Troyanovskaya I.P. Influence of anisotropy on the force interaction of the tracked mover with the ground when turning the vehicle. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 2, pp. 43–49 (In Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-2-43-49.
25. Pozin B.M. *Voprosy metodologii v teorii tyagovoy kharakteristiki traktora* [Methodological issues in the theory of tractor traction characteristics]. Chelyabinsk: CHGAU. 2006. 123 p.
26. Lipkan' A.V., Panasyuk A.N., Kashbulgayanov R.A. Substantiation of the choice of the method for determining the parameters of the contact patch of the pneumatic wheel propeller with the support base. *Byulleten' nauki i praktiki*. 2019. Vol. 5. No 6, pp. 212–228 (In Russ.). DOI: 10.33619/2414-2948/43/27.
27. Khakhina A.M., Ustinov V.V. Influence of the deformation modulus on the shape of the contact patch of the propeller with the soil. *Aktual'n-yye napravleniya nauchnykh issledovaniy XXI veka: teoriya i praktika*. 2015. Vol. 3. No 9–2 (20–2), pp. 287–290 (In Russ.). DOI: 10.12737/16489.
28. Opeyko F.A. *Kolesnyy i gusenichnyy khod* [Wheel and track movement]. Minsk: ASN BSSR Publ., 1960. 228 p.
29. Goryachkin V.P. *Sobraniye sochineniy* [Collected works]. V 3-kh tomakh. Moscow: Kolos Publ., 1968.
30. Ryzhikh N.E. Influence of the direction of the line of action of the traction force on the resistance of the plow. *Nauchnyy zhurnal KuBGU*. 2004. No 8, pp. 1–8 (In Russ.).
31. Bautina M.V. i [dr.] *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva: uchebnoye posobiye* [Mechanization and electrification of agricultural production]. Moscow: Kolos Publ., 2000. 536 p.