

УДК 629.33

Разработка алгоритма работы системы динамической стабилизации для колесного трактора 4×4 с индивидуальным ТЭП в режиме вспашки на склоне

М.М. Жилейкин, Е.В. Ягубова

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Developing an algorithm for the dynamic stabilization of 4×4 wheel tractors with individual technical-and-economic indices when plowing on slopes

M.M. Zhileykin, E.V. Yagubova

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.

@ e-mail: jileykin_m@mail.ru, yagubova.evg@yandex.ru

i При работе на участках склонов происходит снижение продольной и поперечной устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов (МТА). При этом имеет место боковой увод эластичной пневматической шины, а также сползание трактора вниз по склону. Предложены алгоритмы работы систем динамической стабилизации курсовой и траекторной устойчивости колесного трактора при работе на поперечном склоне. Приведены основные положения алгоритмов управления движением трактора на склоне путем перераспределения крутящих моментов по ведущим колесам; законы, по которым система выявляет возникновение заноса задней или передней осей трактора при прямолинейном и при криволинейном движении, а также методики определения величины корректировки крутящего момента и угла отклонения продольной оси трактора от траектории его движения. Проведен количественный анализ эффективности разработанных алгоритмов, по результатам которого выявлено, что наиболее эффективно применение алгоритма подруливания совместно с корректировкой крутящих моментов на ведущих колесах трактора.

Ключевые слова: колесный трактор, траектория движения, склон, курсовая и траекторная устойчивость, динамическая стабилизация, подруливание, перераспределение крутящих моментов.

i Working on slopes can reduce longitudinal and transverse stability of vehicles and tractors. In this case, the elastic pneumatic tires can slip, and the tractor can start sliding down the slope. This paper presents algorithms for the course and trajectory dynamic stabilization of a wheel tractor on a cross slope. The algorithms imply distributing the torque between the drive wheels as well as steering the driven wheels. The laws for detecting a skid of the rear or front axles of the tractor are described both for rectilinear and curvilinear motion. The techniques for adjusting the values of the torque and correcting the deviation angle of the longitudinal axis of the tractor from the direction of its motion are presented. A quantitative analysis of the effectiveness of the developed algorithms is performed. It is found that the most efficient approach involves both steering the wheels and adjusting the torque on the drive wheels of the tractor.

Keywords: wheel tractor, slope, course and trajectory stability, dynamic stabilization, steering, torque distribution.

Проведение полевых работ на участках склонов осложняется снижением продольной и поперечной устойчивости машинно-тракторных агрегатов (МТА), ухудшением маневренности и управляемости. В данной работе под МТА будем понимать колесный трактор с колесной формулой 4×4.

В работе [1] показано, что с точки зрения устойчивости движения более благоприятной и безопасной является работа МТА в продольном направлении склона. Однако при этом происходит интенсивное развитие эрозии, что является причиной невозможности потерь плодородия почв [2]. Поэтому по агротехническим и энергетическим показателям наиболее целесообразна работа МТА поперек склонов.

Устойчивость движения МТА по косогору зависит от многих факторов. При движении трактора поперек склона происходит перераспределение нормальной нагрузки по бортам: колеса борта, находящегося выше по склону, нагружены меньше, чем колеса борта, расположенного ниже по склону. Как показано в работе [3], при этом имеет место боковой увод эластичной пневматической шины. В то же время при недостаточном сцеплении колес с опорной поверхностью трактор будет сползать вниз по склону. Все это приводит к отклонению МТА от заданного направления движения. Чтобы сохранить траекторию движения водителю МТА необходимо подворачивать трактор в сторону вершины склона. Такое выравнивание приводит к «вилянию» трактора, а, следовательно, к снижению полезной тяговой мощности агрегата [4].

Цель работы — повышение курсовой и траекторной устойчивости колесного трактора 4×4 за счет перераспределения крутящих моментов по ведущим колесам, а также за счет подруливания управляемыми колесами. Необходимо разработать алгоритмы, позволяющие системе динамической стабилизации не просто определить отклонение МТА от заданной траектории движения, но и помочь водителю МТА сохранить устойчивость его движения.

Обоснование состава информационного поля, обеспечивающего работу системы динамической стабилизации движения колесного трактора. При криволинейном движении любых колесных транспортных средств в зависимости от соотношения между углами увода колес передней и задней осей принято различать агрегаты с избыточной ($\delta_2 > \delta_1$), недостаточной ($\delta_2 < \delta_1$) и нейтральной ($\delta_2 = \delta_1$) поворачиваемостью.

Смысл этих понятий связан с характером изменения фактического радиуса поворота R_δ транспортного средства с колесами, деформируемыми в боковом направлении, по сравнению с кинематическим радиусом поворота R МТА, имеющего жесткие шины [5]. Если $\delta_2 < \delta_1$, то $R_\delta > R$; если $\delta_2 > \delta_1$, то $R_\delta < R$; если $\delta_2 = \delta_1$, то $R_\delta = R$.

Следует отметить, что соотношение углов увода δ_2 и δ_1 не характеризует полностью границу перехода от устойчивого по А.М. Ляпунову движения к неустойчивому.

В работах [6, 7] показано, что движение может быть устойчиво как при $\delta_2 < \delta_1$, так и при $\delta_2 > \delta_1$. В первом случае движение устойчиво при любой скорости машины, а во втором — при скорости меньше критической. Границей перехода от устойчивого движения к неустойчивому является критическая скорость.

Так, например, в работе [7] предлагается распространить понятие поворачиваемости на неустановившееся движение колесных транспортных средств. При этом указанное понятие определяет уже не только конструктивные особенности агрегата, но и условия движения. При такой трактовке одно и то же транспортное средство, в зависимости от характера движения, может обладать и недостаточной, и избыточной, и нейтральной поворачиваемостью.

При любых способах определения коэффициентов K_{y_i} сопротивления шины уводу для реального трактора понятие поворачиваемости, по сути, не является чисто конструктивным критерием. Поскольку коэффициенты сопротивления уводу колес зависят от перераспределения нормальных нагрузок, от величины боковых сил, а также от величины и направления продольных сил, коэффициенты K_{y_i} зависят от многих чисто эксплуатационных параметров (скорости движения, кривизны траектории, сопротивления движению и др.) [6, 7]. Таким образом, колесный трактор в одних условиях движения обладает избыточной, а в других — недостаточной поворачиваемостью.

При разработке системы управления курсовой и траекторной стабилизации движения трактора в процессе управления необходимо определить параметры, которые достаточно надежно характеризуют свойство поворачиваемости в текущий момент времени. К таким параметрам можно отнести угловую скорость вращения МТА ω_a относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс, продольное (a_x) и боковое (a_y) ускорения центра масс, разность углов увода крайних осей ($\delta_2 - \delta_1$). Последний параметр в процессе движения вообще невозможно измерить.

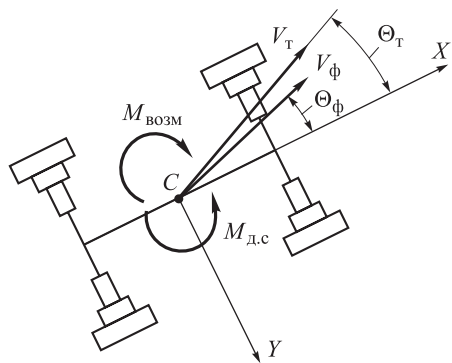


Рис. 1. Угол отклонения вектора скорости от продольной оси колесного трактора

В качестве параметра, характеризующего степень поворачиваемости колесного трактора, предлагается использовать угол $\beta = \Theta_T - \Theta_\phi \neq 0$ между векторами линейных скоростей центра масс: теоретической V_T и фактической V_ϕ (рис. 1).

Для обеспечения работы системы динамической стабилизации необходимо определить текущую скорость колесного трактора. Скорость МТА V_x, V_y находится путем интегрирования производных dV_x/dt и dV_y/dt , которые рассчитываются следующим образом:

$$\frac{dV_x}{dt} = a_x + \omega_z V_y;$$

$$\frac{dV_y}{dt} = a_y - \omega_z V_x.$$

Затем определяется текущее значение тангенса угла между вектором скорости и продольной осью агрегата $\text{tg } \Theta_\phi$ (см. рис. 1), а также теоретическое значение тангенса этого угла $\text{tg } \Theta_T$. Курсовая устойчивость МТА будет обеспечиваться при равенстве этих углов, а, значит, и их тангенсов.

Значение $\text{tg } \Theta_\phi$ вычисляется по формуле

$$\text{tg } \Theta_\phi = V_y/V_x,$$

где V_x, V_y — проекции вектора скорости центра масс трактора на оси подвижной системы координат.

Значение $\text{tg } \Theta_T$ рассчитывается по формуле

$$\text{tg } \Theta_T = \frac{L-a}{L} \text{tg } \Theta_{1cp}.$$

Здесь L — база трактора; a — расстояние от центра масс трактора до передней оси; Θ_{1cp} — средний угол поворота передних (левого и правого) управляемых колес.

Установление факта заноса передней или задней осей проводится исходя из следующих условий:

1) если $\text{sign}(\Theta_T - \Theta_\phi) \text{sign}(\Theta_1) > 0$, то система диагностирует наступление заноса передней оси;

2) если $\text{sign}(\Theta_T - \Theta_\phi) \text{sign}(\Theta_1) < 0$, то система диагностирует наступление заноса задней оси.

Несовпадение углов направлений теоретического и фактического векторов скорости означает, что на МТА действует динамический возмущающий момент $M_{\text{возм}}$ (см. рис. 1), стремящийся «увести» МТА с заданной водителем траектории движения. Для компенсации этого возмущающего воздействия необходимо создать динамический стабилизирующий момент $M_{\text{д.с}}$, который не позволит колесному трактору сойти с траектории.

Разработка алгоритма автоматической коррекции углов поворота управляемых колес (подруливания) двухосных колесных тракторов, способствующего повышению устойчивости движения. Покажем, что угол β связан с разностью углов увода ($\delta_n - \delta_1$). Для определения этой зависимости рассмотрим схему движения тракторного агрегата, поворот которого определяется только шинной поворачиваемостью (рис. 2). Тогда отклонение от прямолинейной траектории определяется только разностью углов увода ($\delta_n - \delta_1$). Запишем выражение для определения угла β :

$$R_\delta \approx \frac{L}{\delta_1 + \delta_n};$$

$$\beta \approx \frac{a - R_\delta \delta_1}{R_\delta} = \frac{a}{L} (\delta_1 + \delta_n) - \delta_1.$$

Пусть $a/L \approx 0,5$, т. е. центр тяжести трактора находится посередине базы, тогда $\beta = 0,5(\delta_n - \delta_1)$. Таким образом установлено, что $\beta \sim (\delta_n - \delta_1)$. Следовательно, по значению параметра β в процессе управления можно судить о том, какой поворота

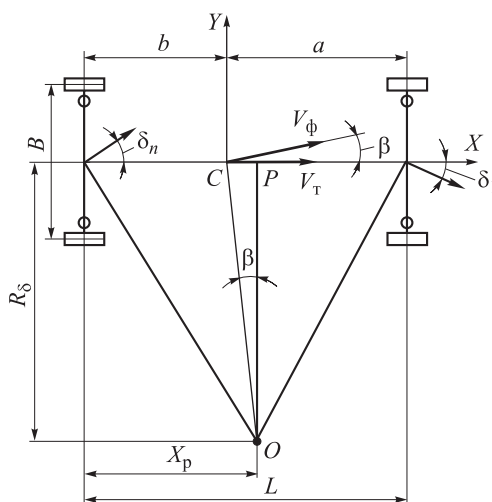


Рис. 2. Схема поворота трактора за счет шинной поворачиваемости

чиваемостью обладает МТА в текущий момент времени.

Как показано в работе [7], для того чтобы обеспечить устойчивое движение двухосного колесного трактора за счет корректирующего изменения угла поворота управляемых колес, угол подруливания должен быть больше разности $(\delta_2 - \delta_1)$. Примем, что средний угол подруливания для управляемых колес передней оси $\Theta_{1cp}^{подр} = \beta$. Тогда углы подруливания внешнего и внутреннего (по отношению к направлению поворота) управляемых колес определяются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \Theta_{вн}^{подр} &= \frac{L}{L/\beta - B/2}; \\ \Theta_{внеш}^{подр} &= \frac{L}{L/\beta + B/2}, \end{aligned} \tag{1}$$

где L — база трактора; B — колея трактора.

Алгоритм работы системы динамической стабилизации двухосного колесного трактора путем изменения крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. Рассмотрим схему индивидуального тягового электропривода (ИТЭП) двухосного колесного трактора (рис. 3).

Прямолинейное движение. Условием прямолинейного движением будем считать

$$|\Theta_{1cp}| \leq 3^\circ, \tag{2}$$

где Θ_{1cp} — средний угол поворота передних управляемых колес. При этом, если

$$|\beta| = |\Theta_\tau - \Theta_\phi| \leq 3^\circ, \tag{3}$$

то весь крутящий момент передается равномерно на все ведущие колеса (рис. 4).

Уставка крутящего момента, который должен быть реализован на i -м тяговом электродвигателе для обеспечения вращения i -го колеса с теоретической угловой скоростью $\omega_{\tau i}$, определяется выражением:

$$N_{дв\ max} h = M_{дв\ i} \omega_{\tau i} \tag{4}$$

где $N_{дв\ max}$ — максимальная мощность двигателя; h — степень использования мощности двигателя (нажатие педали «газ» [0;1]); $M_{дв\ i}$ — выходной момент i -го двигателя.

Теоретическое значение угловой скорости колес трактора при вспашке задается водителем и определяется исходя из скорости движения, на которой производится та или иная технологи-

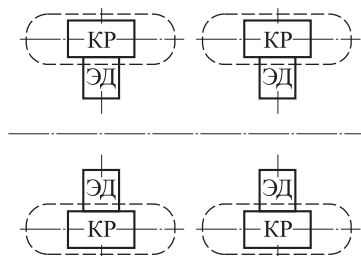


Рис. 3. Схема ИТЭП двухосного трактора: КР — колесный редуктор; ЭД — электродвигатель

ческая операция (например, скорость вспашки составляет $V = 10$ км/ч). Тогда

$$\omega_{\tau i} = V/r_{к\ ct}. \tag{5}$$

Здесь $r_{к\ ct}$ — статический радиус качения колеса трактора.

Пробуксовка колес определяется из условия

$$\omega_i > \omega_{\tau i} \tag{6}$$

где ω_i — замеренная угловая скорость вращения i -го колеса. В этом случае необходима корректировка крутящего момента $M_{дв}$ в сторону уменьшения его значения. При выполнении условия (6) значение $M_{дв}$ вычисляется по формуле

$$M_{дв} = \frac{N_{дв\ max} h}{\left(\frac{\omega_i - \omega_{\tau i}}{\omega_{\tau i}} + 1\right) \omega_i} = \frac{N_{дв\ max} h}{\left(\frac{\omega_i}{\omega_{\tau i}}\right) \omega_i}. \tag{7}$$

При построении внешней характеристики электродвигателя, представленной на рис. 5, введены следующие ограничения:

- 1) выходной момент ограничен максимальным значением M_{max} ;
- 2) выходной момент ограничен внешней характеристикой электродвигателя (ограничение по максимальной мощности) N_{max} ;

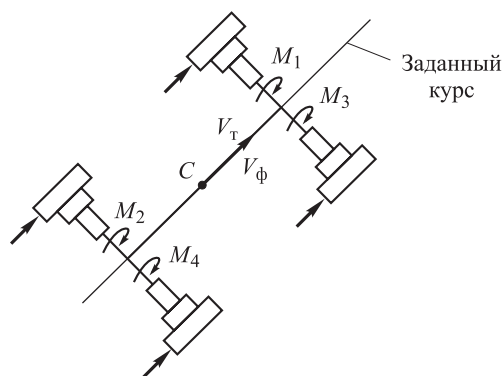


Рис. 4. Прямолинейное движение при отсутствии заноса

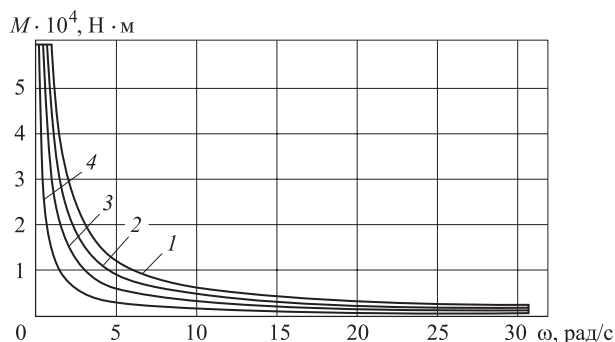


Рис. 5. Характеристики тягового электродвигателя, приведенные к скорости вращения двигателя:
 1 — $h_1 = 1$; 2 — $h_2 = 0,75 h_1$; 3 — $h_3 = 0,5 h_1$; 4 — $h_4 = 0,25 h_1$

3) угловая скорость вращения колеса ограничена максимальным значением $\omega_{к\max}$ (ограничение по максимально возможной скорости движения).

Если условие (2) выполняется, а условие (3) не выполняется (рис. 6), то крутящий момент перераспределяется между ведущими колесами следующим образом. Если $\beta > 0$, то больший момент подводится к колесам правого борта. Уставка крутящего момента для ведущих колес правого и левого бортов определяется по следующим формулам:

$$M_{дв.л} = \frac{N_{дв\max} h}{\omega_{Ti}} h_{CDC};$$

$$M_{дв.пр} = \frac{N_{дв\max} h}{\omega_{Ti}} (2 - h_{CDC}),$$

(8)

где h_{CDC} — доля крутящего момента, подводимая к колесам того борта трактора, на котором необходимо момент снижать. Методика определения h_{CDC} приведена ниже.

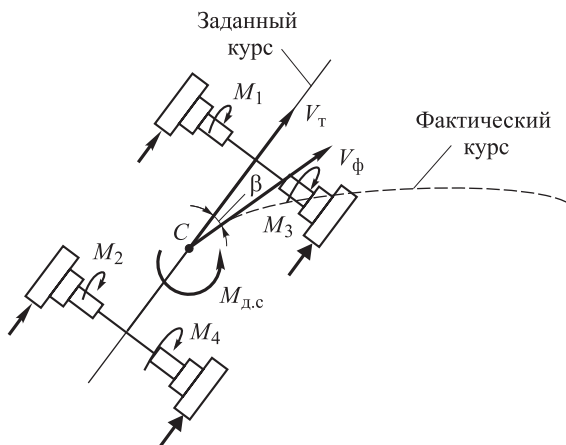


Рис. 6. Прямолинейное движение в случае возникновения заноса

Если $\beta < 0$, то больший момент подводится к колесам левого борта и уставка момента вычисляется по формулам

$$M_{дв.пр} = \frac{N_{дв\max} h}{\omega_{Ti}} h_{CDC};$$

$$M_{дв.л} = \frac{N_{дв\max} h}{\omega_{Ti}} (2 - h_{CDC}).$$

(9)

Криволинейное движение. Если условие (2) не выполняется, будем считать движение криволинейным. При этом, если не выполняется условие (3), то проверяется знак выражения $\text{sign}(\Theta_T - \Theta_\Phi) \text{sign}(\Theta_{1cp})$.

Если $\text{sign}(\Theta_T - \Theta_\Phi) \text{sign}(\Theta_{1cp}) > 0$, то диагностируется наступление заноса передней оси. В этом случае крутящий момент перераспределяется между ведущими колесами таким образом, чтобы больший момент подводился к ведущим колесам внешнего (по отношению к направлению поворота) борта (рис. 7). Уставки крутящих моментов для колес внутреннего $M_{дв.вн}$ и внешнего $M_{дв.внеш}$ бортов трактора рассчитываются следующим образом:

$$M_{дв.вн} = \frac{N_{дв\max} h}{\omega_{Ti}} h_{CDC};$$

$$M_{дв.внеш} = \frac{N_{дв\max} h}{\omega_{Ti}} (2 - h_{CDC}).$$

(10)

Если $\text{sign}(\Theta_T - \Theta_\Phi) \text{sign}(\Theta_{1cp}) < 0$, то диагностируется наступление заноса задней оси. В этом случае крутящий момент перераспределяется между ведущими колесами таким образом, чтобы больший момент подводился к ведущим колесам внутреннего (по отношению к направлению поворота) борта (см. рис. 8). Уставки крутящих моментов для колес внутреннего $M_{дв.вн}$ и внеш-

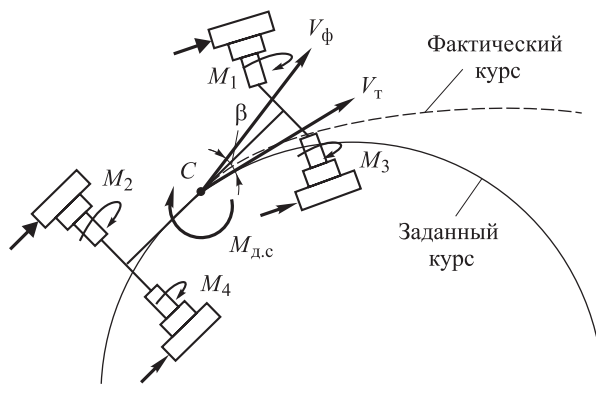


Рис. 7. Криволинейное движение в случае возникновения заноса передней оси

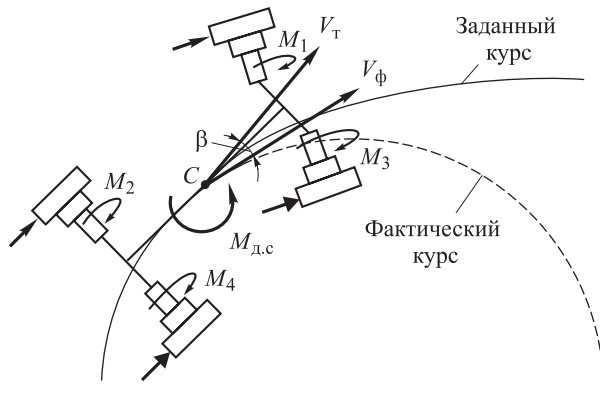


Рис. 8. Криволинейное движение в случае возникновения заноса задней оси

него $M_{дв.внеш}$ бортов трактора рассчитываются по формулам

$$M_{дв.вн} = \frac{N_{дв\ max} h}{\omega_{T\ i}} (2 - h_{CDC});$$

$$M_{дв.внеш} = \frac{N_{дв\ max} h}{\omega_{T\ i}} h_{CDC}.$$

(11)

Определение степени перераспределения крутящих моментов между бортами колесного трактора. В настоящее время в системах управления всех колесных транспортных средств широкую популярность находят нечеткие модели и алгоритмы управления [8].

Известно, что нечеткое управление основано на использовании не столько аналитических или теоретических моделей, сколько на практическом применении знаний квалифицированных специалистов, представленных в форме лингвистических баз правил. Нечеткое управление эффективно в случаях, когда существует определенный опыт экспертов по управлению и настройке автоматизированной системы регулирования (АСР). Теория нечеткой логики позволяет использовать знания специалистов с целью улучшения процессов управления и оказания помощи по настройке типовых регуляторов. Исходя из сказанного выше, задача создания метода адаптации регулятора, реализующего опыт экспертов, является актуальной [9–11].

Процесс настройки нечеткого регулятора состоит из несколько шагов. Сначала выбираются диапазоны входных и выходных сигналов, форма функций принадлежности искомых параметров, правила нечеткого вывода, механизм логического вывода, метод дефаззификации и диапазоны масштабных множителей, необходимых для пересчета четких переменных в нечеткие [12].

Процедура фаззификации. Введем две входные лингвистические переменные:

X_1 — модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей $|\beta| = |\Theta_T - \Theta_\Phi|$;

X_2 — модуль скорости изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей $|\dot{\beta}|$.

Введем одну выходную переменную Y : отношение крутящих моментов на колесах $h_{CDC} = T_{min}/T_{max}$. Примем, что значения переменной Y изменяются в диапазоне $[0; 1]$. Здесь T_{min} — минимальный крутящий момент на ведущем колесе; T_{max} — максимальный крутящий момент на ведущем колесе.

В нечеткой логике значения любой величины представляются не числами, а словами естественного языка и называются термами. Введем следующие термы для всех лингвистических переменных: высокий уровень, средний уровень, низкий уровень.

Метод построения функций принадлежности входных и выходной переменных основан на статистической обработке мнений группы экспертов. Обработка результатов экспертного опроса проводится на основе статистических методов с целью определения достоверности и согласованности их оценок. Если в результате проведения такого анализа будет установлено, что мнения экспертов имеют слишком большой разброс, необходимо провести коррекцию их позиции и повторить опрос. Методика обработки мнения экспертов приведена в работе [12].

Определение значений функций принадлежности для входных и выходных лингвистических переменных. Построим функцию принадлежности для входной лингвистической переменной X_1 — модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей, которая характеризуется тремя термами: низкий уровень, средний уровень, высокий уровень.

По результатам анализа данных строим графики функций принадлежностей (рис. 9, а). Аналогичным образом были получены функции принадлежности для входной переменной X_2 (рис. 9, б) и выходной переменной Y (рис. 9, в).

Правила и механизм нечеткого логического вывода. Большинство нечетких систем используют продукционные правила, связывающие лингвистические переменные [12]. Совокупность таких правил описывает стратегию принятия решения, применяемую в данной задаче.

Типичное продукционное правило состоит из антецедента (часто ЕСЛИ...) и консеквента (часто ТО...). Антецедент может содержать более одной

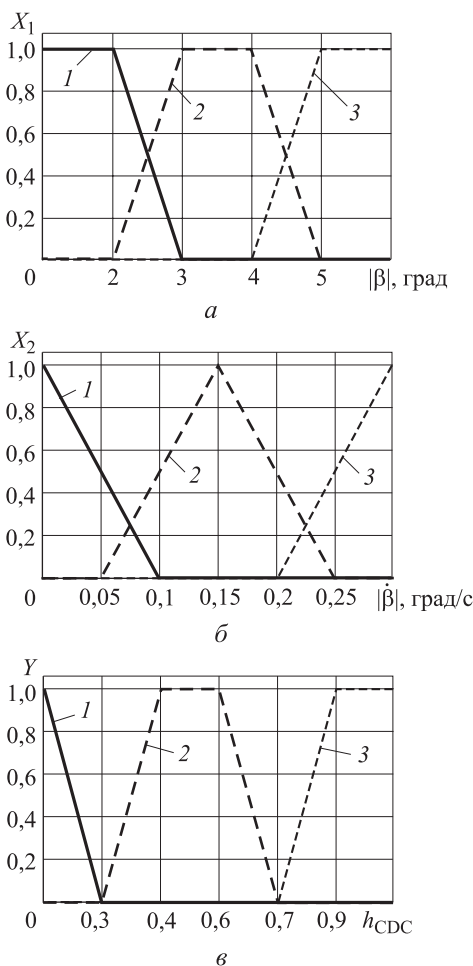


Рис. 9. Функции принадлежности:
 а — X_1 ; б — X_2 ; в — Y ; 1 — низкий уровень;
 2 — средний уровень; 3 — высокий уровень

посылки. В этом случае они объединяются посредством логических связей И или ИЛИ. Будем использовать при построении правил только связку И.

Процесс вычисления нечеткого правила называется нечетким логическим выводом и подразделяется на два этапа: обобщение и заключение. Будем использовать алгоритм нечеткого логического вывода Мамдани [12]. Пример нечеткого правила выглядит следующим образом:

ЕСЛИ $X_1 =$ средний уровень И $X_2 =$ средний уровень, ТО $Y =$ низкий уровень.

Полный набор нечетких правил приведен в таблице.

Процедура дефаззификации. На последнем этапе необходимо осуществить переход от нечетких значений выходной величины Y значения прогноза определяющего параметра к четкому числовому значению. Эта операция называется дефаззификацией (устранением нечеткости). Будем проводить дефаззификацию по методу центра тяжести [12]. Работу правила поясняет рис. 10.

Таблица нечетких правил для выходной переменной Y

Уровень $ \beta $	Уровень		
	Низкий	Средний $ \beta $	Высокий
Низкий	Высокий	Средний	Низкий
Средний	Средний	Низкий	Низкий
Высокий	Низкий	Низкий	Низкий

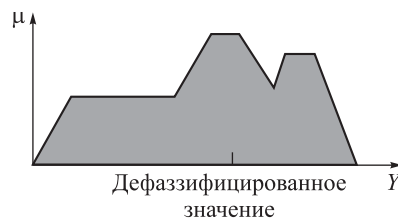


Рис. 10. Определение дефаззифицированного выходного значения

Исследование эффективности работы алгоритмов стабилизации движения колесного трактора. С целью подтверждения эффективности работы алгоритмов стабилизации движения колесных тракторов 4×4 с индивидуальным ТЭП были проведены теоретические исследования методом имитационного математического моделирования. Подробное описание математической модели движения трактора, а также ее основные особенности приведены в работах [13, 14]. Модель реализована в среде имитационного моделирования Matlab Simulink. В общую блок-

Технические характеристики двухосного колесного трактора

Параметр	Значение
Расстояния, м:	
от 1-й оси до ЦТ*, a	0,75
от 2-й оси до ЦТ, b	1,95
База, L	2,7
Колея, B	1,8
Момент инерции трактора относительно оси, проходящей через ЦТ, кг·м ² , J_z	14 573
Сила веса трактора (при эксплуатационной массе), Н, G_a	56 000
Максимальная мощность двигателя $N_{дв}$ при 1850 об/мин:	
транспортный режим	110
тяговый режим	88
Максимальный крутящий момент M_{max} двигателя при 1300 об/мин, Н·м:	
транспортный режим	710
тяговый режим	726

* ЦТ — центр тяжести.

схему модели интегрирован блок, в котором реализованы алгоритмы работы системы динамической стабилизации.

Исследовано движение на склоне с углом 15° при вспашке с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{s \max} = 0,4$. Под термином «опорное основание» понимается только твердая опорная поверхность. Управляемыми являются колеса передней оси трактора.

Моделировалось выполнение технологической операции «вспашка» на скорости 10 км/ч. Мощность тяговых электродвигателей мотор-колес составляла 27,5 кВт. Выполнение маневров исследовалось при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора 0,6.

Исследование эффективности проводилось для следующих сочетаний алгоритмов стабилизации:

- 1) без управления;
- 2) подруливание;
- 3) создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах;
- 4) подруливание + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах.

Критерий эффективности работы алгоритмов стабилизации движения колесного трактора. В качестве параметра, характеризующего качество работы системы динамической стабилизации движения МТА, использовалось отклонение центра масс трактора от линейной траектории (смещение по оси Y_2 в неподвижной системе координат).

Однако в процессе движения данный параметр не остается постоянным, поэтому следует анализировать переходный процесс изменения координаты y_2 во времени. Для этого необходимо

использовать среднеквадратическое отклонение координаты y_2 от нуля, поскольку именно нулевое значение этого параметра является идеальным.

С точки зрения исследования эффективности работы комплексной системы стабилизации, включающей все перечисленные алгоритмы (подруливание, создание стабилизирующего момента за счет подтормаживания отдельных колес), наибольший интерес представляет анализ того, на сколько процентов каждый из алгоритмов обеспечивает снижение отклонения координаты y_2 .

Это можно охарактеризовать показателем относительной эффективности $O_{эф}$, который можно рассчитать по формуле

$$O_{эф} = \left(1 - \frac{СКО_{Y_{contr}}}{СКО_{Y_0}} \right) \cdot 100 \%, \quad (12)$$

где $СКО_{Y_{contr}}$ — среднеквадратическое отклонение координаты y_2 от нуля при движении, когда работает система, создающая стабилизирующее воздействие на трактор; $СКО_{Y_0}$ — среднеквадратическое отклонение координаты y_2 от нуля для случая движения при отсутствии стабилизирующего управления.

Физический смысл показателя $O_{эф}$ заключается в следующем: он показывает, на сколько процентов снижается среднеквадратическое отклонение координаты y_2 от нуля при движении когда работает система, повышающая устойчивость движения МТА по сравнению со случаем движения при отсутствии стабилизирующего управления.

Результаты моделирования. Наименьшее отклонение траектории движения трактора от горизонтали склона достигается при работе алгоритма подруливания совместно с перераспределением крутящих моментов по колесам (рис. 11).

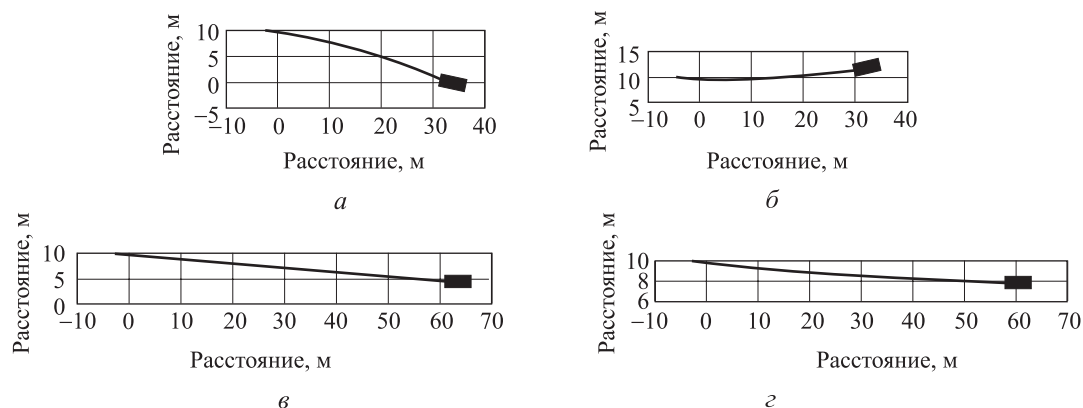


Рис. 11. Траектории движения колесного трактора на склоне при движении в режиме вспашки при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации:

- а — без управления; б — подруливание; в — перераспределение крутящих моментов; г — подруливание + перераспределение крутящих моментов

Было проведено исследование относительной эффективности каждого из разработанных алгоритмов стабилизации.

Значения показателей относительной эффективности алгоритмов стабилизации движения колесного трактора, работающего в режиме «вспышка»

Алгоритм стабилизации	Показатель относительной эффективности $O_{эф}$, %
Подруливание	75,3
Создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах	53,4
Подруливание + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах	81,6

Выводы

1. Разработан алгоритм перераспределения крутящих моментов между ведущими колесами трактора 4×4 с индивидуальным тяговым элект-

троприводом, обеспечивающий повышение курсовой и траекторной устойчивости в режиме вспашки на уклоне.

2. Разработан алгоритм корректирующего изменения углов поворота управляемых колес (подруливания) трактора 4×4 с индивидуальным тяговым электроприводом, обеспечивающий повышение курсовой и траекторной устойчивости в режиме вспашки на уклоне.

3. Методами имитационного моделирования установлено, что для колесного трактора 4×4 с индивидуальным тяговым электроприводом наиболее эффективными являются алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации подруливание + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах, обеспечивающие повышение эффективности стабилизации автомобиля на 81,6 %. Эффект от применения каждого из этих алгоритмов по отдельности существенно ниже (53,4...75,3).

Литература

- [1] Льянов М.С. *Улучшение эксплуатационных свойств колесных тракторов за счет повышения их курсовой устойчивости на склонах*. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Ленинград-Пушкин, 1991. 18 с.
- [2] Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. *Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости*. Москва, Агробизнесцентр, 2007. 336 с.
- [3] Амелъченко П.А., Ксенович И.П., Гуськов В.В., Якубович А.И. *Колесные тракторы для работы на склонах*. Москва, Машиностроение, 1978. 248 с.
- [4] Мамити Г.И., Льянов М.С., Плиев С.Х., Салбиева З.С. Устойчивость колесного трактора в повороте. *Тракторы и сельхозмашины*, 2011, №. 8, с. 18–21.
- [5] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
- [6] Антонов Д.А. *Теория устойчивости движения многоосных автомобилей*. Москва, Машиностроение, 1978. 216 с.
- [7] Литвинов А.С. *Управляемость и устойчивость автомобиля*. Москва, Машиностроение, 1971. 416 с.
- [8] Жилейкин М.М., Федотов И.В., Мардеева Л.Р. Разработка непрерывного закона управления полуактивной системой поддрессирования с нечеткой настройкой параметров. *Наука и образование*, 2013, вып. 7. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/567714.html> doi: 10.7463/0713.0567714 (дата обращения 05 апреля 2014).
- [9] Ahmadi I. Development of a tractor dynamic stability index calculator utilizing some tractor specifications. *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*, Tubitak. 2013, vol. 37, pp. 203–211, doi: 10.3906/tar-1103-19.
- [10] Ding N., Taheri S. Application of recursive least square algorithm on estimation of vehicle sideslip angle and road friction. *Mathematical Problems in Engineering*, Hindawi Publishing Corporation. 2010, vol. 2010, no. 541809, pp. 1–18, doi: 1155/2010/541809.
- [11] Villella M.G. *Nonlinear modeling and control of automobiles with dynamic wheel-road friction and wheel torque inputs*. School of Electrical and Computer Engineering, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia, USA, 2004, pp. 1–86. URL: https://smartech.gatech.edu/bitstream/handle/1853/5198/Villella_Matthew_G_200405_ms.pdf (accessed 15 April 2014).

- [12] Штовба С.Д. *Проектирование нечетких систем средствами MATLAB*. Москва, Горячая линия – Телеком, 2007. 288 с.
- [13] Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Комплексное поддресоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
- [14] Котиев Г.О., Чернышев Н.В., Горелов В.А. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8×8 при различных способах управления поворотом. *Журнал ААИ*, 2009, №. 2, с. 34–40.

References

- [1] Lianov M.S. *Uluchshenie ekspluatatsionnykh svoystv kolesnykh traktorov za schet povysheniia ikh kursovoi ustoichivosti na sklonakh*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improve the performance of wheeled tractors by increasing their exchange rate stability on slopes. Cand. tehn. sci. diss.]. Leningrad-Pushkin, 1991. 18 p.
- [2] Shukhman S.B., Solov'ev V.I., Prochko E.I. *Teoriia silovogo privoda koles avtomobilei vysokoi prokhodimosti* [Theory power drive wheel all-terrain vehicles]. Moscow, Agrobiznessentr publ., 2007. 336 p.
- [3] Amel'chenko P.A., Ksenevich I.P., Gus'kov V.V., Iakubovich A.I. *Kolesnye traktory dlia raboty na sklonakh* [Wheel tractors on slopes]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1978. 248 p.
- [4] Mamiti G.I., Lianov M.S., Pliev S.Kh., Salbieva Z.S. Ustoichivost' kolesnogo traktora v povorote [Stability of wheel tractor on the turn]. *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and farm machinery]. 2011, no. 8, pp. 18–21.
- [5] Larin V.V. *Teoriia dvizheniia polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Theory of motion-wheel drive wheeled machines]. Moscow, Bauman Press, 2010. 391 p.
- [6] Antonov D.A. *Teoriia ustoichivosti dvizheniia mnogoosnykh avtomobilei* [Stability theory of motion of multi-vehicle]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1978. 216 p.
- [7] Litvinov A.S. *Upravliaemost' i ustoichivost' avtomobilia* [Vehicle handling and stability]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1971. 416 p.
- [8] Zhileikin M.M., Fedotov I.V., Mardeeva L.R. Razrabotka nepreryvnogo zakona upravleniia poluaktivnoi sistemoi podressorivaniia s nechetkoi nastroikoii parametrov [Development of a continuous control law for a semi-active suspension system with a fuzzy configuration of parameters]. *Nauka i obrazovanie: nauchno-tekhnicheskoe izdanie* [Science and Education: Electronic Scientific and Technical Periodical]. 2013, no. 7. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/567714.html>, (accessed 5 April 2014) doi: 10.7463/0713.0567714.
- [9] Ahmadi I. Development of a tractor dynamic stability index calculator utilizing some tractor specifications. *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*, Tubitak. 2013, vol. 37, pp. 203–211, doi: 10.3906/tar-1103-19.
- [10] Ding N., Taheri S. Application of recursive least square algorithm on estimation of vehicle sideslip angle and road friction. *Mathematical Problems in Engineering*, Hindawi Publishing Corporation. 2010, vol. 2010, no. 541809, pp. 1–18, doi: 1155/2010/541809.
- [11] Villella M.G. *Nonlinear modeling and control of automobiles with dynamic wheel-road friction and wheel torque inputs*. School of Electrical and Computer Engineering, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia, USA, 2004, pp. 1–86. Available at: https://smartech.gatech.edu/bitstream/handle/1853/5198/Villella_Matthew_G_200405_ms.pdf (accessed 15 April 2014).
- [12] Shtovba S.D. *Proektirovanie nechetkikh sistem sredstvami MATLAB* [Design of fuzzy systems by means of MATLAB]. Moscow, Goriachaia liniia–Telekom publ., 2007. 288 p.
- [13] Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin* [Integrated cushioning highly mobile articulated tracked vehicle]. Moscow, Bauman Press, 2010. 184 p.
- [14] Kotiev G.O., Chernyshev N.V., Gorelov V.A. Matematicheskaia model' krivolineinogo dvizheniia avtomobilia s kolesnoi formuloi 8×8 pri razlichnykh sposobakh upravleniia povorotom [Mathematical model of curvilinear motion of the car with the wheel formula 8×8 at various ways of turning control]. *Zhurnal AAI* [Journal AAI]. 2009, no. 2, pp. 34–40.

Информация об авторах

ЖИЛЕЙКИН Михаил Михайлович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

ЯГУБОВА Евгения Вячеславовна (Москва) — аспирант кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: yagubova.evg@yandex.ru).

Information about the authors

ZHILEYKIN Mikhail Mikhailovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

YAGUBOVA Evgeniya Vyacheslavovna (Moscow) — Post-Graduate of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: yagubova.evg@yandex.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет монография
В.И. Ванько

«Очерки об устойчивости элементов конструкций»

Книга написана на основе исследований, проведенных автором лично и в соавторстве; сюда вошли также некоторые материалы спецкурса, читаемого студентам старших курсов факультета «Фундаментальные науки» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Рассматриваются классические задачи о продольном изгибе упругопластического стержня; вводится понятие о корректности квазистатической постановки и выводится достаточное условие: постановка корректна, пока жесткость на изгиб наиболее нагружаемого изгибающим моментом поперечного сечения не станет меньше приложенной продольной силы (в безразмерных параметрах).

На основе кинематической схемы, разработанной совместно с С.А. Шестериковым, изучаются большие перемещения (вплоть до полного сплющивания) точек срединной поверхности цилиндрических оболочек (бесконечно длинных и конечной длины) под действием внешнего гидростатического давления. Для всех рассматриваемых постановок выводятся приближенные (асимптотические) формулы.

При изучении плоско-параллельных движений с тремя степенями свободы показано, что аэродинамическая неустойчивость есть неустойчивость по Ляпунову положений равновесия профиля. Полученное достаточное условие, так же как и классическое, инвариантно относительно механических свойств конструкции. Приводятся многочисленные приложения упомянутых исследований.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru