

УДК 629.33

Алгоритм работы системы динамической стабилизации за счет управления дифференциалами механической трансмиссии и корректирующего подруливания для трактора*

М.М. Жилейкин¹, Е.В. Ягубова¹, А.Г. Стрелков²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.² Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ), 107023, Москва, Российская Федерация, Б. Семеновская ул., д. 38.

An algorithm for the dynamic stabilization of a tractor by controlling the mechanical transmission differentials and corrective steering

M.M. Zhileikin¹, E.V. Yagubova¹, A.G. Strelkov²¹ Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.² Moscow State Technical University, MAMI, B. Semenovskaya str., 38, 107023, Moscow, Russian Federation.

e-mail: jileykin_m@mail.ru, yagubova.evg@yandex.ru, alexstrelkov2013@yandex.ru



При криволинейном движении, а также при работе на участках склонов происходит снижение продольной и поперечной устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов. При этом имеет место боковой увод эластичной пневматической шины, что обуславливает отклонение трактора от запланированной траектории движения. Рассмотрено влияние типа привода на устойчивость движения колесных тракторов при криволинейном движении, а также при выполнении технологических операций на участках склонов. Проанализированы основные преимущества и недостатки дифференциального и блокированного приводов. Разработан алгоритм системы динамической стабилизации, который реализуется путем управления дифференциалами механической трансмиссии и корректирующего подруливания управляемыми колесами. Оценено влияние совместной и раздельной работы алгоритмов управления дифференциалами и подруливания на повышение устойчивости движения колесного трактора. Описаны и проанализированы результаты, полученные в ходе математического моделирования. Установлено, что применение алгоритма подруливания управляемыми колесами позволяет повысить устойчивость и управляемость трактора при движении на склоне, а блокировка межколесных дифференциалов дает эффект, сравнимый с использованием блокированной трансмиссии.

Ключевые слова: траектория движения, динамическая стабилизация, алгоритмы управления, подруливание, дифференциальный привод колес, блокированный привод колес.



The curvilinear motion and work on slopes reduce the longitudinal and transverse stability of tractors. In this case, the breakaway of elastic pneumatic tires occurs, which causes deviations of the tractor trajectory. The influence of the drive type on the stability of a curvilinear

* Работа выполнена в рамках договора № 9905/17/07/-к-12 между ОАО «КамАЗ» и МГТУ им. Н.Э. Баумана при финансовой поддержке Минобрнауки Российской Федерации.

motion of wheeled tractors working on slopes is considered. The main advantages and disadvantages of differential and locked drives are analyzed. Algorithms for the dynamic stabilization by controlling the mechanical transmission differentials and by the corrective steering of steerable wheels are developed. The effect of the joint and isolated application of the algorithms for controlling differentials and wheel steering on the stability of motion of the wheeled tractor is estimated. The results of mathematical modeling are described and analyzed. It is found that steering steerable wheels improves stability and handling of tractors on slopes, while locking differentials produces the effect of the blocked transmission.

Keywords: wheeled tractor, trajectory, slope, stability, dynamic stabilization, algorithms, steering, differential wheel drive, locked wheel drive.

В тракторостроении наиболее широко применяются два типа механического привода — блокированный и дифференциальный. В дифференциальном приводе крутящий момент от двигателя к ведущим колесам передается при помощи межколесного или межосевого дифференциалов. Каждый из этих типов привода имеет как преимущества, так и недостатки.

В блокированном приводе между угловыми скоростями колес трактора существует определенное неизменное соотношение. В данном типе привода возможна циркуляция паразитной мощности в трансмиссии. При этом происходит снижение КПД агрегата в целом, увеличивается износ шин, а также имеют место повышенные динамические нагрузки на зубчатые передачи.

В дифференциальном приводе крутящие моменты распределяются в соотношении, обеспечивающем наилучшие эксплуатационные свойства агрегата — максимальную силу тяги, устойчивость и управляемость. Крутящий момент должен распределяться по колесам пропорционально нормальной нагрузке и коэффициенту сцепления [1]. Дифференциальный привод исключает возможность циркуляции мощности, однако его недостаток состоит в другом. При движении с различными коэффициентами сцепления под колесами левого и правого бортов силы тяги на колесах этих бортов также различны. Это обуславливает появление отклоняющего момента и, соответственно, возникновение боковых сил, увод шин, ухудшение устойчивости и управляемости агрегата. При этом, если одно колесо оси попало в худшие сцепные условия, то другое колесо, находящееся в лучших условиях, не сможет реализовать полностью свои сцепные свойства [2]. Таким образом, если колеса одной оси потеряли сцепление с грунтом, то трактор не может продолжать движение. Колеса оси, имеющей лучшее сцепление, не вращаются, а буксующие колеса вращаются с большей угловой скоростью [3].

Поскольку при работе на склоне нижнее ведущее колесо трактора воспринимает большую нормальную нагрузку, чем верхнее, то сила тяги трактора зависит от силы тяги, реализуемой верхним по склону колесом, находящимся в худших сцепных условиях [4]. Для устранения этого недостатка дифференциального привода дифференциал блокируют. При этом в полной мере используются сцепные возможности нижнего по склону колеса, а, значит, тяговое усилие трактора лучше, топливная экономичность выше, однако управляемость трактора при этом хуже. Также от ходовой системы требуется повышенная прочность, поскольку в критических положениях трактора вся мощность двигателя реализуется через одно колесо [5].

Как показал М.С. Льянов [6], многие ученые проводили исследования влияния блокировки дифференциала на устойчивость трактора. По результатам этих исследований установлено, что включение механизма блокировки межколесного дифференциала повышает устойчивость в направлении движения трактора до 25 %. Экспериментально подтверждено, что блокировка дифференциала заднего моста положительно влияет на устойчивость движения агрегата по склону. Однако выявлено, что в случае блокировки дифференциала при поперечном крене трактора ходовая часть подвергается значительным перегрузкам и происходит интенсивный износ шин.

Очевидно, что блокировка дифференциала также не является идеальным вариантом решения многочисленных проблем при движении трактора по склону. Поэтому для повышения устойчивости движения по склону на тракторе реализуется алгоритм системы динамической стабилизации (СДС) посредством управления дифференциалами механической трансмиссии и корректирующего подруливания управляемыми колесами.

Цель работы — сравнительный анализ различных типов механического привода колес с

точки зрения влияния на устойчивость движения трактора, а также влияние подруливания управляемых колес на устойчивость и управляемость колесного трактора при работе на склоне.

Математическая модель трансмиссии трактора с механической дифференциальной трансмиссией. Рассмотрим схему трансмиссии трактора с механической дифференциальной трансмиссией (рис. 1).

Трансмиссия, схема которой изображена на рис. 1, может быть описана следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} J_k \dot{\omega}_{k1} &= M_{13} i_{ГП} (1 - 0,5b_{01}) - M_1 - (1 - b_{01}) M_3; \\ J_k \dot{\omega}_{k2} &= M_{24} i_{ГП} (1 - 0,5b_{02}) - M_2 - (1 - b_{02}) M_4; \\ J_k \dot{\omega}_{k3} &= M_{13} i_{ГП} (1 - 0,5b_{01}) - M_3 - (1 - b_{01}) M_1; \\ J_k \dot{\omega}_{k4} &= M_{24} i_{ГП} (1 - 0,5b_{02}) - M_4 - (1 - b_{02}) M_2; \\ \frac{1}{i_{ПК}} \dot{\omega}_{КП} &= (1 - 0,5b_t) \dot{\omega}_{13} + 0,5b_t \dot{\omega}_{24}; \\ \frac{1}{i_{ГП}} \dot{\omega}_{13} &= (1 - 0,5b_{01}) \dot{\omega}_{k1} + 0,5b_{01} \dot{\omega}_{k3}; \\ \frac{1}{i_{ГП}} \dot{\omega}_{24} &= (1 - 0,5b_{02}) \dot{\omega}_{k2} + 0,5b_{02} \dot{\omega}_{k4}; \\ J_{дКП} \dot{\omega}_д &= h_{др} M_д i_{КП} - M_c; \\ J_{13} \dot{\omega}_{13} &= i_{ПК} M_c (1 - 0,5b_t) - M_{13} - (1 - b_t) M_{24}; \\ J_{24} \dot{\omega}_{24} &= i_{ПК} M_c (1 - 0,5b_t) - M_{24} - (1 - b_t) M_{13}, \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где J_k — момент инерции колеса; $J_{дКП}$ — момент инерции двигателя и коробки передач, приведенный к выходному валу коробки передач; J_{13} — момент инерции переднего вала трансмиссии; J_{24} — момент инерции заднего вала трансмиссии; $\dot{\omega}_{ki}$ — угловое ускорение вращения i -го колеса; $\dot{\omega}_д$ — угловое ускорение вращения вала двигателя; M_i — момент сопротивления на i -м колесе; M_{13} — крутящий момент, приведенный к переднему валу трансмиссии; $\dot{\omega}_{КП}$ — угловое ускорение вращения выходного вала коробки передач; $M_д$ — крутящий момент, развиваемый двигателем; $i_{КП}$ — передаточное отношение коробки передач; $i_{ГП}$ — передаточное отношение главной передачи передней и задней осей; $h_{др}$ — положение органа управления подачей топлива ($h_{др} = 0 \dots 1$); M_c — момент сопротивления, приведенный к валу двигателя; b_{01} , b_{02} , b_t — управляющие сигналы.

Если $b_{01} = 0$ — межколесный дифференциал передней оси трактора заблокирован. Если $b_{01} =$

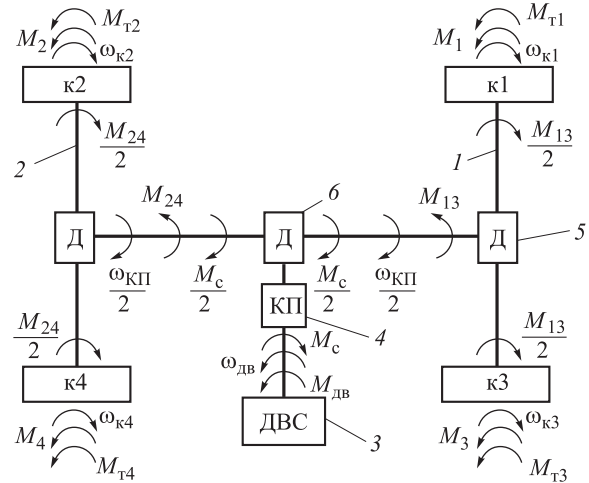


Рис. 1. Схема трансмиссии полноприводного двухосного трактора с дифференциальной трансмиссией:

1 — передняя ось; 2 — задняя ось; 3 — двигатель внутреннего сгорания (ДВС); 4 — коробка передач (КП); 5 — симметричный управляемый межколесный дифференциал; 6 — симметричный управляемый межосевой дифференциал в раздаточной коробке; к1...к4 — номера колес

$= 1$ — межколесный дифференциал передней оси трактора разблокирован.

Если $b_{02} = 0$ — межколесный дифференциал задней оси трактора заблокирован. Если $b_{02} = 1$ — межколесный дифференциал задней оси трактора разблокирован.

Если $b_t = 0$ — межосевой дифференциал в раздаточной коробке трактора заблокирован. Если $b_t = 1$ — межосевой дифференциал в раздаточной коробке трактора разблокирован.

Момент сопротивления на i -м колесе вычисляется по формуле

$$M_i = R_{ix} r_k + M_{Ti}, \quad (2)$$

где M_{Ti} — тормозной момент на i -м колесе; R_{ix} — проекция силы взаимодействия i -го колеса с опорным основанием на направление плоскости колеса; r_k — расстояние от оси колеса до опорной поверхности.

Блокировка межколесных дифференциалов трансмиссии определяются следующими условиями:

- для дифференциала первой оси: если

$$abs(\omega_{k1} - \omega_{k3}) > 0,75 \text{ рад/с}, \quad (3)$$

то $b_{01} = 0$. Если условие (3) не выполняется, то $b_{01} = 1$;

- для дифференциала второй оси: если

$$abs(\omega_{k2} - \omega_{k4}) > 0,75 \text{ рад/с}, \quad (4)$$

то $b_{02} = 0$. Если условие (4) не выполняется, то $b_{02} = 1$;

• для межосевого дифференциала в раздаточной коробке предварительно вычисляется

$$\omega_{1cp} = \frac{\omega_{к1} + \omega_{к3}}{2};$$

$$\omega_{2cp} = \frac{\omega_{к2} + \omega_{к4}}{2}.$$

Если

$$abs(\omega_{1cp} - \omega_{2cp}) > 0,75 \text{ рад/с}, \quad (5)$$

то $b_t = 0$. Если условие (5) не выполняется, то $b_t = 1$.

В целях подтверждения эффективности работы алгоритмов стабилизации движения колесного трактора путем управления дифференциалами механической трансмиссии и подруливания управляемыми колесами были проведены теоретические исследования с помощью имитационного математического моделирования. Подробное описание математической модели движения трактора, а также ее основные особенности приведены в [7, 8]. Модель реализована в среде имитационного моделирования Matlab Simulink. В общую блок-схему модели интегрирован блок, в котором реализованы алгоритмы работы СДС.

Рассмотрим заблокированную трансмиссию и дифференциальную трансмиссию трактора с возможностью блокировки с учетом алгоритма подруливания управляемыми колесами трактора.

Основные положения алгоритма автоматической коррекции углов поворота управляемых колес трактора описаны ниже.

При разработке системы управления курсовой и траекторной стабилизации движения трактора в процессе управления необходимо определять параметры, которые достаточно надежно характеризуют свойство поворачиваемости в текущий момент времени. К таким параметрам можно отнести угловую скорость вращения агрегата относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс ω_z , продольное a_x и боковое a_y ускорения центра масс, разность углов увода крайних осей ($\delta_2 - \delta_1$). Последний параметр в процессе движения измерить невозможно [9].

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. 2).

Для обеспечения работы СДС необходимо определять текущую скорость колесного трактора. Скорость агрегата (V_x, V_y) находится пу-

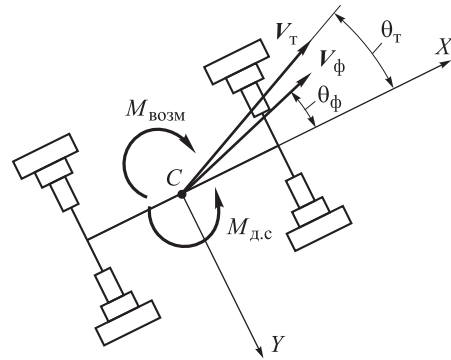


Рис. 2. Угол отклонения вектора скорости от продольной оси трактора

тем интегрирования производных dV_x/dt и dV_y/dt , которые рассчитываются следующим образом:

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

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

После этого определяется текущее значение тангенса угла между вектором скорости и продольной осью агрегата $\text{tg } \theta_\Phi$ (см. рис. 2), а также теоретическое значение тангенса этого угла $\text{tg } \theta_T$. Курсовая устойчивость тракторного агрегата обеспечивается 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.

Алгоритмы оценки составляющих вектора фактической скорости трактора в настоящее время хорошо известны (см., например, [10]) и в данной работе не рассматриваются.

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 трактор действует динамический возмущающий момент $M_{\text{возм}}$ (см. рис. 2), стремящийся «увести» агрегат 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 [9, 11].

Примем, что средний угол подруливания для управляемых колес передней оси $\theta_{\text{1ср}}^{\text{подр}} = \beta$. Тогда углы подруливания внешнего и внутреннего (по отношению к направлению поворота) управляемых колес определяются по следующим формулам:

$$\theta_{\text{вн}}^{\text{подр}} = \frac{L}{L/\beta - B/2};$$

$$\theta_{\text{внеш}}^{\text{подр}} = \frac{L}{L/\beta + B/2},$$

где B — колея трактора.

Для оценки эффективности работы СДС движения трактора используем специальные критерии эффективности, которые позволят оценить, на сколько процентов каждый из рассматриваемых вариантов привода колес в сочетании с алгоритмом подруливания обеспечивает снижение отклонения реальной траектории движения от так называемой идеальной. Это можно охарактеризовать показателем относительной эффективности:

$$O_{\text{эф}} = \left(1 - \frac{\text{СКО}_{Y_{\text{контр}}}}{\text{СКО}_{Y_0}} \right) \cdot 100\%, \quad (6)$$

где СКО_{Y_0} — среднеквадратическое отклонение от требуемой траектории при движении без стабилизирующего управления; $\text{СКО}_{Y_{\text{контр}}}$ — среднеквадратическое отклонение от требуемой

траектории при движении с системой, создающей стабилизирующее воздействие на трактор.

Физический смысл показателя $O_{\text{эф}}$ заключается в следующем: он показывает, на сколько процентов снижается среднеквадратическое отклонение от «идеальной» траектории для случая движения, когда работает система, повышающая устойчивость движения агрегата, по сравнению со случаем движения при отсутствии стабилизирующего управления.

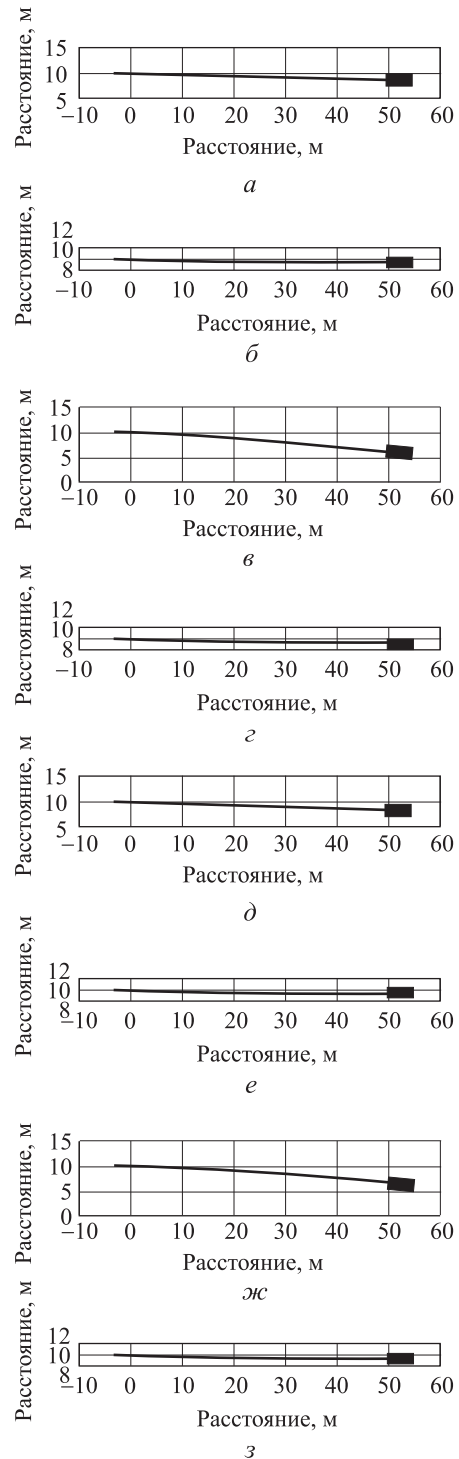


Рис. 3. Траектории движения трактора с различными типами привода колес:

- a* — полностью блокированная трансмиссия без подруливания; *б* — полностью блокированная трансмиссия с подруливанием; *в* — полностью дифференциальная трансмиссия без подруливания; *г* — полностью дифференциальная трансмиссия с подруливанием; *д* — дифференциальная трансмиссия с разблокированным межосевым и заблокированными межколесными дифференциалами без подруливания; *е* — дифференциальная трансмиссия с разблокированным межосевым и заблокированными межколесными дифференциалами с подруливанием; *ж* — дифференциальная трансмиссия с заблокированным межосевым и разблокированными межколесными дифференциалами без подруливания; *з* — дифференциальная трансмиссия с заблокированным межосевым и разблокированными межколесными дифференциалами с подруливанием

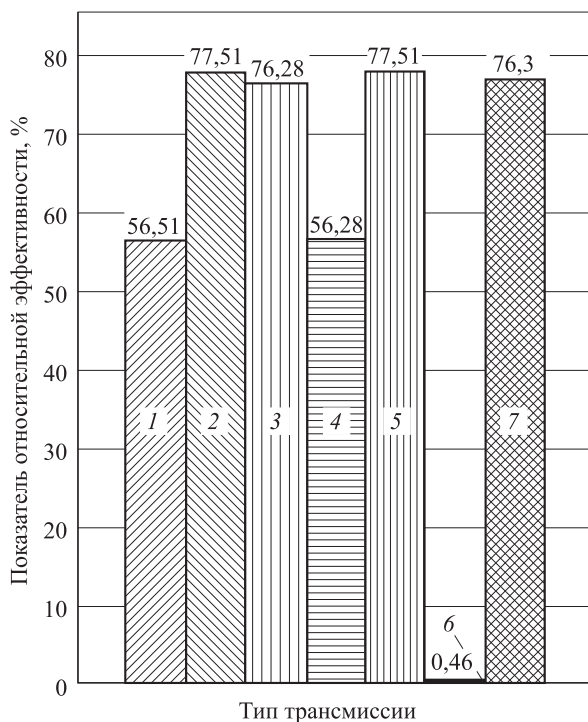


Рис. 4. Значения показателей относительной эффективности различных типов привода колес трактора:

- 1 — полностью блокированная без подруливания;
- 2 — полностью блокированная с подруливанием;
- 3 — полностью дифференциальная с подруливанием;
- 4 — дифференциальная с разблокированным межосевым и заблокированным межколесным без подруливания;
- 5 — дифференциальная с разблокированным межосевым и заблокированным межколесным с подруливанием;
- 6 — дифференциальная с заблокированным межосевым и разблокированным межколесным без подруливания;
- 7 — дифференциальная с заблокированным межосевым и разблокированным межколесным с подруливанием

Исходными данными при моделировании движения трактора с механической трансмиссией по склону являются следующие параметры:

• коэффициенты взаимодействия с опорной поверхностью:

в продольном направлении $\mu_{x\max} = 0,35$,
в поперечном направлении $\mu_{y\max} = 0,65$;

- угол склона 10° ;
- начальная скорость движения $V_0 = 10$ км/ч;
- степень нажатия на педаль газа $h_{\text{вод}} = 0,6$.

Отметим, что управляемыми являются колеса передней оси трактора.

Полученные в результате математического моделирования траектории движения трактора

при прочих равных условиях для различных типов привода колес приведены на рис. 3.

Также было проведено исследование относительной эффективности различных типов привода колес трактора в случае применения алгоритма подруливания и без него. Значения показателей эффективности применения на тракторе различных типов привода приведены на рис. 4. В качестве базового режима для оценки эффективности принят случай движения с полностью дифференциальной трансмиссией без подруливания.

Из анализа кривых движения трактора, представленных на рис. 3, следует вывод, что наиболее эффективными с точки зрения устойчивости и управляемости трактора на склоне является организация полностью блокированной трансмиссии, а также дифференциальной трансмиссии с разблокированным межосевым и заблокированными межколесными дифференциалами. Эффективность данных типов привода в среднем на 20 % повышается при работе алгоритма подруливания управляемыми колесами. Эффект от применения полностью блокированной трансмиссии совместно с алгоритмом подруливания совпадает с эффективностью применения дифференциальной трансмиссии с разблокированным межосевым и заблокированными межколесными дифференциалами так же совместно с алгоритмом подруливания.

Выводы

1. Применение алгоритма подруливания управляемыми колесами позволяет повысить устойчивость и управляемость трактора при движении на склоне. Из полученных результатов следует, что блокировка межколесных дифференциалов дает эффект, сравнимый с использованием блокированной трансмиссии.

2. Использование алгоритма подруливания повышает эффективность в среднем на 20 %.

3. Применение полностью блокированного привода с подруливанием, а также дифференциального с разблокированным межосевым и заблокированными межколесными дифференциалами с подруливанием обеспечивает относительную эффективность порядка 77,5 %.

Литература

- [1] Полунгян А.А., ред. *Проектирование полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 1456 с.

- [2] Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. *Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости*. Москва, Агробизнесцентр, 2007. 336 с.
- [3] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
- [4] Liebman M., Mohler Ch., Staver Ch. *Ecological management of agricultural weeds*. Cambridge, Cambridge University press, 2004. 532 p.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
- [8] 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.
- [9] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system*. Master's degree project. URL: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (дата обращения 1 сентября 2014).
- [10] Ryu J., Gerdes J.C. Estimation of vehicle roll and road bank angle. *Proceedings of the American Control Conference*, 2004, vol. 3, pp. 2110–2115.
- [11] Mammari S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proceedings of the American Control Conference*, 2000, vol. 1, pp. 105–109.

References

- [1] *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles]. Ed. Polungian A.A. Moscow, Bauman Press, 2008. 1456 p.
- [2] Shukhman S.B., Solov'ev V.I., Prochko E.I. *Teoriia silovogo privoda koles avtomobiley vysokoi prokhodimosti* [Theory power drive wheel all-terrain vehicles]. Moscow, Agrobiznestsentr publ., 2007. 336 p.
- [3] Larin V.V. *Teoriia dvizheniia polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Theory of motion-wheel drive wheeled machines]. Moscow, Bauman Press, 2010. 391 p.
- [4] Liebman M., Mohler Ch., Staver Ch. *Ecological management of agricultural weeds*. Cambridge University press, Cambridge, UK. 2004. 532 p.
- [5] Mamiti G.I., L'ianov M.S., Pliev S.Kh., Salbieva Z.S. *Ustoichivost' kolesnogo traktora v povorote* [Stability of wheel tractor on the turn]. *Traktory i sel'khovmashiny* [Tractors and farm machinery]. 2011, no. 8, pp. 18–21.
- [6] L'ianov M.S. *Uluchshenie ekspluatatsionnykh svoistv 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.
- [7] 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.
- [8] Kotiev G.O., Chernyshev N.V., Gorelov V.A. *Matematicheskaiia model' krivoliniinogo 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 avtomobil'nykh inzhenerov* [Journal of Automotive Engineers]. 2009, no. 2, pp. 34–40.
- [9] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system*. Master's degree project. Sweden, 2004. Available at: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (accessed 1 September 2014).

- [10] Ryu J., Gerdes J.C. Estimation of vehicle roll and road bank angle. *Proceedings of the American Control Conference*, 2004, vol. 3, pp. 2110–2115.
- [11] Mammarr S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. *Proceedings of the American Control Conference*, 2000, vol. 1, pp. 105–109.

Статья поступила в редакцию 20.10.2014

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.eyg@yandex.ru).


СТРЕЛКОВ Алексей Григорьевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили и транспортно-технологические системы». Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ) (107023, Москва, Российская Федерация, Б. Семеновская ул., д. 38, e-mail: alexstrelkov2013@yandex.ru).

Information about the authors

ZHILEYKIN Mikhail Mikhaylovich (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.eyg@yandex.ru).

STRELKOV Aleksey Grigor'evich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Automobiles, Transport and Technological Systems» Department. Moscow State Technical University (MAMI, B. Semenovskaya str., 38, 107023, Moscow, Russian Federation, e-mail: alexstrelkov2013@yandex.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
Б.К. Ковалева
**«Развитие ракетно-космических
систем выведения»**

На большом фактическом материале подробно прослежены основные этапы развития ракетно-космических систем выведения и представлены направления их совершенствования. Проведен детальный сравнительный анализ характеристик отечественных и зарубежных баллистических ракет дальнего действия и ракет-носителей, включая многоразовые транспортные космические системы. Изложены основы проектирования и особенности конструкции ракетно-космических средств выведения.

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