

средственные места погрузки, выгрузки или стоянки, то здесь предложить какие-либо конкретные решения трудно. Можно только предположить, что успешным решением будет комбинация средств, устанавливаемых как на местности, так и на борту машины.

Следующая задача навигационного обеспечения более проста по своему смыслу. Если мы владеем средствами, с необходимой точностью определяющими отклонение от заданной траектории в каждом месте маршрута, то должны иметь и средства, которые позволяют приложить к рулевому управлению именно такие управляющие воздействия, которые обеспечат движение с минимальными суммарными отклонениями на протяжении всего маршрута. По существу это типичная задача обеспечения требуемой точности при работе системы автоматического управления, которая должна отслеживать непрерывно поступающее задание. В классической постановке для её решения необходимо (кроме самого наличия соответствующих исполнительных устройств) иметь достаточно достоверную математическую модель объекта (самой машины и её исполнительного механизма) и сведения об интенсивности возмущающих воздействий, которые могут действовать на объект во время движения.

Что касается математической модели объекта, то за последние годы появилось столько исследований, содержащих необходимые для её составления сведения, что их можно не перечислять. Но важно, чтобы при составлении модели на основании этих сведений были учтены такие особенности объекта, как его управляемость (в смысле, предложенном в [2]) и динамика исполнительного механизма. Причём наиболее подходящие типы таких механизмов — электрические или электрогидравлические, обладающие ограниченным быстродействием.

Располагая такой моделью, можно и нужно решить уже конкретные частные задачи. Обычно первой решается задача проверки на "грубость", смысл которой

заключается в том, что абсолютной адекватности не имеет никакая математическая модель любого реального технического объекта. Поэтому параметры модели варьируют в определённых пределах и наблюдают, как эти вариации сказываются на показателях качества работы системы (здесь — именно та самая точность). Чем "грубее" система, тем меньше отклонения этих показателей.

Затем можно решать задачу "чувствительность". В ней система из начального положения с нулевой ошибкой подвергается действию определённого возмущения. Здесь возможны варианты, когда возмущение имеет вид прямоугольного импульса или является скачком длительного действия. По определению системы такого вида являются астатическими, поэтому через некоторое время ошибка должна вернуться к нулевому значению.

Понятно, что такие задачи должны решаться на базе компьютерной реализации математической модели. Сейчас для этих целей существует множество программных продуктов, но наиболее подходящей с различных точек зрения можно считать среду "Matlab Simulink".

Разумеется, каждый разработчик имеет право выбирать любую последовательность и содержательность действий, создавая свои решения. Однако длительность, трудоёмкость и стоимость испытаний, начиная от заводских доводочных и кончая приёмочными, однозначно подскажут, какие рекомендации не следует отвергать.

Литература

1. Шипилевский Г.Б. Особенности управления движением мобильных сельскохозяйственных агрегатов в системах точного земледелия // Автоматизация и информационное обеспечение производственных процессов в сельском хозяйстве. Сб. докладов IX Международной научно-практической конференции 19–20 сент. 2006 г. г. Углич (часть 1). Москва 2006 г.
2. Шипилевский Г.Б. Универсальная оценка управляемости самоходных машин // Автомобильная промышленность. № 8. 2015.

УДК 629.365/367(075.8)
ББК 39.34 — 0.1 — н 73

БУКСОВАНИЕ ВЕДУЩИХ КОЛЁС ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ГРУНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Д-ра техн. наук **ГУСЬКОВ В.В., БОЙКОВ В.П.,
КАРПИЕВИЧ Ю.Д.; СУШНЁВ А.А.**

Белорусский НТУ (as.voshod@gmail.com)

Рассматриваются вопросы буксования колёсной машины при движении по грунтовой поверхности. В отличие от движения её по дорогам с твёрдым покрытием (асфальт, бетон, булыжник и т.д.), где сцепные качества определяются сцеплением опорной части колеса с искусственным покрытием и максимальная сила тяги определяется максимальным φ_{\max} коэффициентом сцепления, движение по естественной поверхности грунта всегда сопровождается буксованием движителя и определяется процессами сжатия и сдвига грунта, возникающими в процессе движения.

Ключевые слова: колёсный движитель, ведомые и ведущие колёса, законы сжатия и сдвига грунта, буксование, грунтовоый кирпич.

Guskov V.V., Boikov V.P., Karpievich Yu.D., Sushnirov A.A. SLIPPING OF DRIVING WHEELS WHEN DRIVING ON A GROUND SURFACE

The article deals with the issues of slippage of a wheeled vehicle when driving on a ground surface. Unlike her movement on the roads with hard surface (asphalt, concrete, cobblestones, etc.), where the coupling is determined by quality clutch bearing parts wheel with artificial turf and maximum traction force is determined by the maximum φ_{\max} coefficient of adhesion, the movement of the natural soil surface is always accompanied by slippage mover and is determined by the processes of compression and shear the soil, emerging in the process of movement.

Keywords: wheeled mover, slave and drive wheels, the laws of compression and shear the soil, slipping, soil brick.

При движении по естественной поверхности грунта процесс взаимодействия движителя колёсной машины всегда сопровождается буксованием. Чтобы раскрыть природу буксования ведущего колеса, рассмотрим процесс взаимодействия его с грунтовой поверхностью.

Как известно, при движении колёсной машины возникают потери скорости за счёт буксования ведущих колёс. Существует несколько видений процесса буксования. Одно из них, наиболее реально отображающее процесс буксования ведущих колёс, состоит в том, что при взаимодействии ведущего колеса с грунтом действуют силы трения между опорной поверхностью шины и грунтом; силы, возникающие при упоре грунтозацепов шины в грунт; силы, возникающие при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепов. Если на дорогах с твёрдым покрытием основное значение имеют силы трения, то на рыхлых грунтах возрастает значение сил сдвига и среза, и во многих случаях это становится определяющим.

При движении ведущего колеса (рис. 1) его грунтозацепы сдвигают и срезают грунт в направлении, обратном движению. Упор грунтозацепов в грунт, сдвиг и срез грунтовых кирпичей, зажатых между ними, возможны только при полном использовании сил трения. Теоретически передача крутящего момента обязательно должна сопровождаться буксованием, в результате чего ось колеса как бы перемещается на соответствующее расстояние назад. В этом, главным образом, заключаются физическая сущность буксования ведущих колёс на деформируемой поверхности и причина снижения их поступательной скорости. Дополнительное незначительное снижение поступательной скорости ведущих колёс обуславливается тангенциальными деформациями шин. Благодаря эластичности в окружном направлении участки шины, приближающиеся

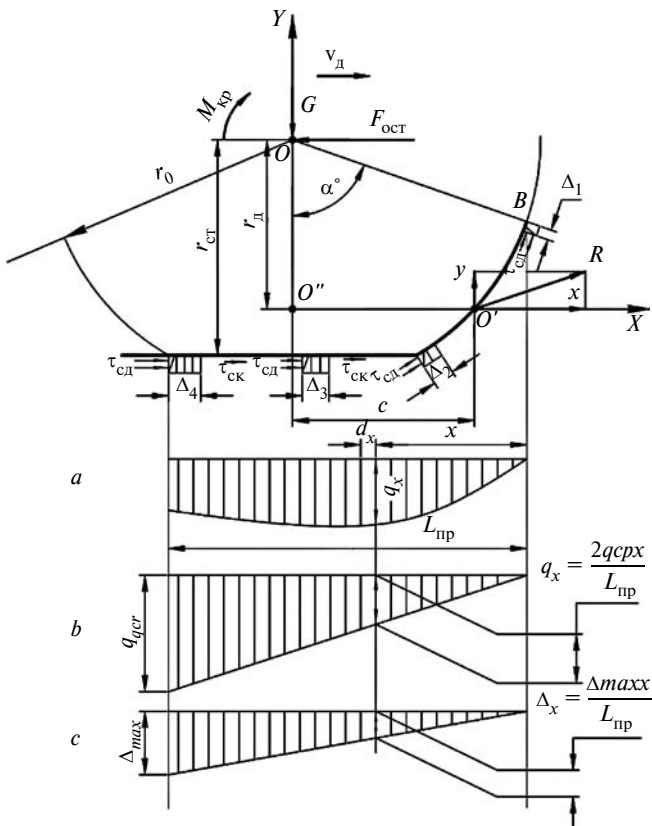


Рис. 1. Схема взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью

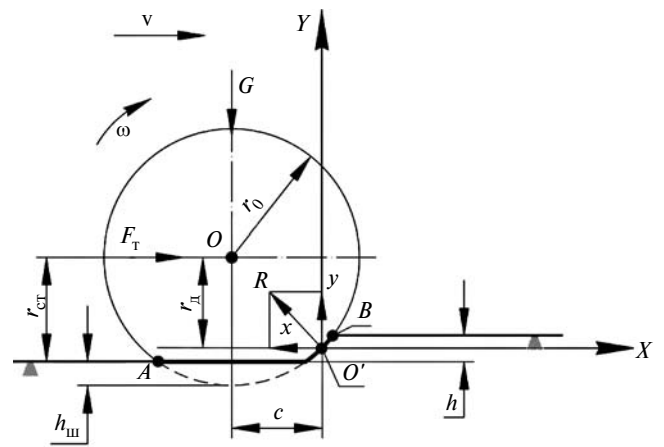


Рис. 2. Схема сил и моментов, приложенных к ведомому колесу, движущемуся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме

при качении колеса к площадке контакта шины с грунтом, под действием ведущего момента сжимаются, и путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается. Из сказанного выше следует, что сцепление опорной поверхности колеса с грунтом происходит одновременно за счёт сил трения, возникающих между шиной и грунтом, а также сил сдвига и среза грунтовых кирпичей, зажатых между грунтозацепами. При равномерном движении колеса ($v = \text{const}$) сдвиг и срез грунтовых кирпичей происходят в основном в период выхода последнего грунтозацепа опорной поверхности колеса из грунта. В этот момент нагрузка от вышедшего из зацепления грунтозацепа перераспределяется на остальные, находящиеся в зацеплении. Все грунтозацепы сдвигают и срезают грунт на одинаковую величину Δ_p , причём первый сдвигается на величину Δ_p , второй на величину $\Delta_i + \Delta_i = 2\Delta_i$, третий на $\Delta_i + \Delta_i + \Delta_i = 3\Delta_i$ и т.д. Поскольку первый грунтозацеп пройдёт все стадии зацепления от входа в грунт до выхода из него, наибольший сдвиг и срез грунта при выходе его из зацепления равен $\Delta_{\text{max}} = n\Delta_i$ (здесь n — число грунтозацепов в зацеплении опорной поверхности колеса с грунтом). С другой стороны, наибольший сдвиг и срез грунта можно представить как произведение коэффициента буксования δ на длину опорной поверхности колеса L , т.е. $\Delta_{\text{max}} = \delta L$.

Исследования [3, 4] показали, что распределение деформации сдвига и среза грунтовых кирпичей в контакте опорной поверхности колеса с грунтом можно представить в виде треугольника (см. рис. 1).

Напряжения сдвига $\tau_{сд i}$, возникающие в грунте при воздействии на него грунтозацепами, возрастают до определённого максимума, после чего они убывают и при полном срезе грунтового кирпича достигают постоянного значения $\tau_{сд.ск}$ (рис. 2). В то же время напряжение $\tau_{ср}$, возникающее при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепа с высотой h_r , можно в первом приближении считать не зависящим от деформации.

Коэффициенты трения f_n покоя и скольжения $f_{ск}$ зависят от давления q_x , причём чем больше давление,

тем меньше их величина. На рис. 3 показаны эти зависимости для двух категорий грунта: стерни суглинка и торфяника. Средние значения коэффициентов трения покоя и скольжения при $q_x = 0,02...0,05$ МПа (средние значения давления опорной поверхности ко-

Таблица 1

Грунты (влажность, %)	Коэффициенты трения		
	скольжения $f_{ск}$	покоя $f_{п}$	деформации K
Супесь:			
целина (12–20)	—	—	—
стерня зерновых (12–20)	0,79	0,82	0,04
слежавшаяся пахота (12–20)	—	—	—
Суглинок лёгкий:			
целина (12–20)	0,76	0,78	0,03
стерня зерновых (15–17)	0,72	0,74	0,03
слежавшаяся пахота (11–19)	0,69	0,71	0,03
Суглинок тяжёлый:			
целина (15–20)	—	—	—
стерня зерновых (16–20)	0,76	0,79	0,04
слежавшаяся пахота (13–18)	—	—	—
Торфяник:			
целина (76–88)	—	—	—
стерня зерновых (70–76)	0,73	0,75	0,05
слежавшаяся пахота (80–84)	—	—	—
Переувлажнённый чернозём:			
рисовые чеки (48–56)	0,49	0,38	0,05

Таблица 2

№	Формула	Примечания
1	$x = \int_0^{L_{np}} b f_{ск} q_x \left(1 + \frac{f_{п}}{ch \frac{\Delta_x}{k_{\tau}}} \right) th \frac{\Delta_x}{k_{\tau}} dx$	x — деформация сдвига; q_x — нормальное давление
2	$q_x = \sum_0^{L_{np}} q_{x_i}$	—
3	$\Delta x = \delta_x L$	δ_x — буксование на длине опорной поверхности x
4	$x = \int_0^{L_{np}} b f_{ск} q_x \left(1 + \frac{f_{п}}{ch \frac{\delta_x L_{np}}{k_{\tau}}} \right) th \frac{\delta_x L_{np}}{k_{\tau}} dx$	L_{np} — приведённая длина опорной части колеса
5	$L_{np} = r_0 \arctg \sqrt{\frac{2r_0 h - h^2}{r - h}} + \sqrt{2r_0 h}$	—
6	$x = \int_0^{L_{np}} \frac{2 b f_{ск} q_{cp} X}{L_{np}^2} \left(1 + \frac{f_{п}}{ch \frac{\delta_x L_{np}}{k_{\tau}}} \right) th \frac{\delta_x L_{np}}{k_{\tau}} dx$	—

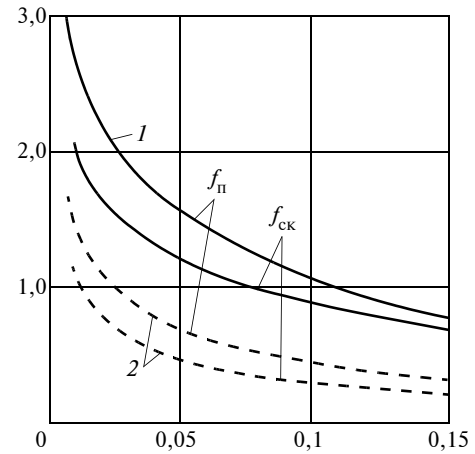


Рис. 3. Зависимость коэффициентов трения покоя $f_{п}$ и скольжения $f_{ск}$ от давления:

1 — суглинок, стерня (абсолютная влажность 14–16 %); 2 — торфяник, стерня (относительная влажность 70–76 %)

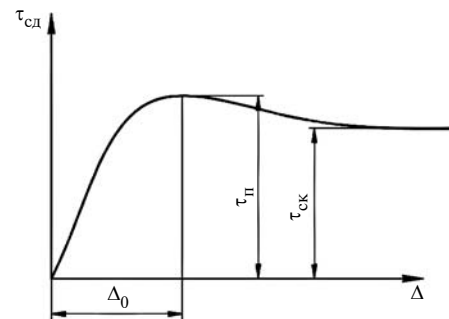


Рис. 4. Зависимость напряжений сдвига от деформации

лос тракторов) для различных категорий грунтовой поверхности и фонов представлены в табл. 1 [1–4]. Здесь же представлены расчётные значения коэффициента K_{τ} деформации.

Таким образом, движущая реакция x ведущего эластичного колеса, оборудованного грунтозацепами, равна сумме сил трения и реакций сдвига и среза на каждом грунтозацепе и имеет максимальное значение при некотором буксовании меньше единицы (в пределах 25...45 % буксования в зависимости от категории грунта). Используем зависимость $\tau = f(\Delta)$ [2], предложенную профессором В.В. Кацыгиным для определения зависимости движущей реакции (силы) x от напряжений сдвига (рис. 3).

При приложении крутящего момента M_k к оси ведущего колеса возникает реакция сдвига, направленная в сторону качения колеса (см. рис. 1), нормально к упорам грунтозацепа. В этом случае суммарная реакция сдвига x определяется формулой 1 (табл. 2), а входящее в неё нормальное давление q_x — по формуле 2. Зависимость напряжений сдвига от деформации представлена на рис. 4.

Поскольку, деформацию сдвига грунта грунтозацепами можно представить в виде треугольника, она вычисляется по формуле 3. Тогда уравнение 1 имеет вид 4, где L_{np} — приведённая длина (AB на рис. 1) опорной

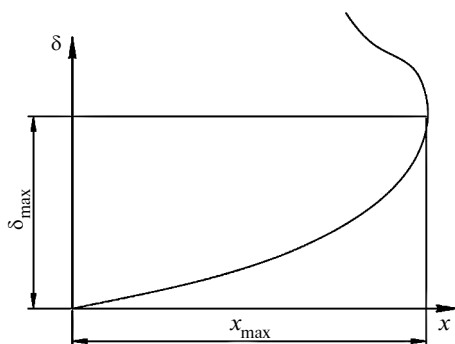


Рис. 5. Типовая зависимость движущей реакции от буксования

части колеса (формула 5). Отметим, что давление q_x опорной поверхности колеса распределено по длине $L_{пр}$ неравномерно.

Для упрощения расчётов [1–3] проводят замену сложной эпюры распределения давления по опорной поверхности колеса, в которой максимальное давление q_x достигает значения $q_{xmax} = 2q_{ср}$. Принимая эти допущения, можно определить зависимость движущей реакции x от буксования δ по формуле 6.

Типовая зависимость движущей реакции от буксования приведена на рис. 5. Как видим, движущая реакция грунта возрастает до определённой величины буксования, а затем, при дальнейшем увеличении, — снижается. Объясняется это тем, что при достижении буксования, равного δ_{max} , почвенные кирпичи, зажатые между грунтозацепами, срезаются и при дальнейшем увеличении буксования наступают процессы трения скольжения, т.е. образуется "земельное колесо" и движущая реакция уменьшается.

Литература

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1951. — 232 с.
2. Гуськов В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов и др.: Под общ. ред. проф. В.В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
3. Литвинов А.С. Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
4. Многоцелевые гусеничные и колёсные машины. Теория / Гуськов В.В. и др.: Под общ. ред. д-ра техн. наук, профессора В.П. Бойкова. — Минск: Новое знание. М.: ИНФРА-М, 2012. — 543 с.
5. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля. М.: ЮНИТИ, 2001. — 230 с.
6. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин. М.: Машиностроение, 1981. — 271 с.

УДК 629.113

ДИАГОНАЛЬНЫЕ И РАДИАЛЬНЫЕ ШИНЫ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ДОРОГАХ ПОВЫШЕННОЙ ШЕРОХОВАТОСТИ

Д-ра техн. наук БАЛАБИН И.В. и СОКОЛОВ С.Л., кандидаты техн. наук БАЛАБИН О.И. и ЧАБУНИН И.С. МНТК производителей и потребителей колёсной и шинной продукции, ХК "Лойл Нефтехим", МВОКУ (tchabunin@rambler.ru)

Издаются результаты компьютерных исследований взаимодействия шин радиальной и диагональной конструкции с опорным основанием, имеющим гладкую и шероховатую поверхности. Анализ результатов показал, что диагональные шины в силу их конструктивных особенностей и в первую очередь благодаря более эластичной беговой дорожке, обусловленной меньшим числом слоев брекера, имеют лучшую приспособляемость к шероховатой поверхности и способны в большей мере обеспечивать тягово-тормозную динамику автомобиля в экстремальных зимних условиях.

Ключевые слова: диагональные шины, радиальные шины, неровности дорожной поверхности, площадь контакта шин с опорным основанием.

Balabin I.V., Sokolov S.L., Balabin O.I., Chabunin I.S. DIAGONAL AND RADIAL TIRES FOR USE ON ROADS INCREASED ROUGHNESS

The article presents the results of computer studies of the interaction of radial and diagonal tires with a platform having a smooth and a rough surface. Analysis of the results showed that cross-ply tires due to its design features and more supple treadmill with a smaller number of layers of the breaker, and have better con-

formability to the rough surface. They are able increasingly to provide traction and braking vehicle dynamics in extreme winter conditions.

Keywords: diagonal tires, radial tires, bumps in the road surface, area of tire contact with the support base.

В процессе эволюции автомобильных шин на смену диагональным, как известно, пришли более совершенные по большинству показателей радиальные, которые благодаря своей эффективности уже практически вытеснили с рынка прежнюю конструкцию в "легковом" секторе. В секторе же шин для грузовых автомобилей и автобусов этот процесс проходит не столь интенсивно в силу чрезвычайно разнообразных условий эксплуатации этих видов АТС, включая передвижение по дорогам второй и более низкой категории качества. При этом фактор надёжности работы шины превалирует над скоростными её свойствами. То есть диагональная конструкция по-прежнему имеет право на жизнь [1], а её свойства в сравнении с радиальной требуют более детального изучения, в том числе для легковых автомобилей.

В условиях дорог, отличающихся наличием неровностей, ощутимо воздействующих на колесо в радиальном и тем более в боковом направлении, создается угроза разрушения боковин радиальной шины, которые, как известно, имеют более тонкие стенки, к тому же не подкреплены окружными нитями корда, а потому оказываются тем более уязвимыми от внешнего воздействия и в тем большей степени, чем выше профиль. Потребовалось время, чтобы эти трудности были преодолены, чему также способствовал про-