

УДК 629.113

Режимы поворота колесных машин с трансформируемым двигателем

П.И. Саркисов. Г.И. Гладов

Рассмотрено четырехосное шасси с трансформируемым двигателем, реализованным посредством подъемных осей, его влияние на возможные режимы криволинейного движения шасси. Изучен режим поворота с рас-согласованием угловых скоростей вращения колес разных осей — поворот с буксованием передней и скольжением задних осей. Расчеты, выполненные путем математического моделирования, показали, что подобный режим позволяет сократить диаметр разворота шасси до минимально возможного, соответствующего повороту вокруг центральной точки заднего моста. Применение этого режима целесообразно в условиях ограниченно-го пространства.

Ключевые слова: подъемные оси, маневренность, четырехосное шасси, диаметр разворота.

The article considers a four-axle vehicle with a transformable running gear implemented as lift axles and its influence on possible chassis curvilinear motion modes. The main attention is drawn to the turning mode with desynchronization of angular velocities of different axle wheels rotation - the front axle slip and the rear axle slide turning mode. The calculations done by means of mathematical modelling have shown that such mode allows to reduce a turning diameter as much as possible, until the vehicle will turn around the central point of the rear axle. The application of this turning mode is reasonable under conditions of a limited space.

Key words: lift axle, maneuverability, four-axle vehicle, turning diameter.

Очевидно, что современный мир не сможет существовать длительное время. Ситуация действительно выходит из-под контроля — экологические проблемы уже носят необратимый характер. В то же время, представить сегодня повседневную жизнь без автотранспорта невозможно. Он стал такой же неотъемлемой частью быта как здравоохранение, питание и кров. Необходимо найти баланс между ресурсами планеты и человеческими потребностями.

Такой баланс называется экологически устойчивой транспортной системой, способной существовать длительное время не нанося необратимых изменений окружающей среде. В настоящее время ситуация настолько далека от этого состояния, что такой разрыв не преодолеть за один рывок, и недостаточно решений Киотского протокола — нет инфраструктуры, нет технологий. Необходимо наметить промежуточные этапы на этом пути.

Осложнен и процесс внедрения таких экологичных технологий на рынок. Они специфичны и потому дороги. Наиболее успешный управляющий за всю историю автомобильной промышленности Ли Якокка говорил: «главное — понять, что нужно потребителю». Потре-



САРКИСОВ
Павел Игоревич
аспирант



ГЛАДОВ
Геннадий Иванович
доктор технических наук,
профессор кафедры
«Колесные машины»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

битель не заинтересован в экологии — он заинтересован в прибыли. Значит, разработки должны сочетать в себе конкурентоспособные преимущества с экологической направленностью. В сфере коммерческого транспорта для автотранспортных предприятий (как для любого предприятия) справедлив приоритет прибыли. Прибыль напрямую зависит от производительности. Повысить производительность грузового автомобиля можно, увеличив грузоподъемность или сократив затраты времени на выполнение транспортной задачи. Если увеличение грузоподъемности сводится к количеству опорных осей и, соответственно, регламенту, то сокращение времени имеет определенный потенциал — при маневрировании не учитываются некоторые возможности. В данном контексте весьма перспективной видится концепция четырехосных шасси с трансформируемым двигателем.

Концепция предполагает четырехосное шасси грузового автомобиля, выполненное с колесной формулой 8×6, отличающееся тем, что первая ось ведущая и управляемая на односкатной ошиновке, вторая и третья оси — ведущие на двускатной ошиновке, неуправляемые, подъемные, четвертая ось — управляемая, ведомая на односкатной ошиновке, подъемная. При этом связь между рулевыми трапециями первой и четвертой осей выполнена гибкой с помощью гидравлического контура, управляемого специальным устройством в зависимости от режима движения, второй мост — проходной. В раздаточной коробке предусмотрена возможность отключения общего привода на вторую и третью оси. Это позволяет сократить радиус поворота шасси за счет смещения неуправляемых осей, как правило, балансирной тележки, ближе к середине длины рамы (рис. 1).

Дополнительные возможности существуют и при подъеме неуправляемых осей в порожнем состоянии, что позволяет обеспечить режим, когда все опорные оси являются управляемыми. При этом возможен поворот с минимальным радиусом (рис. 2), а также режим движения параллельным переносом — так называемый крабовый ход (рис. 3).

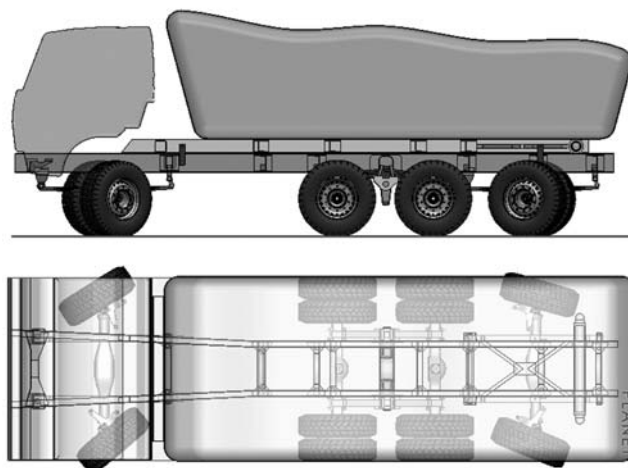


Рис. 1. Поворот шасси при всех опорных осях

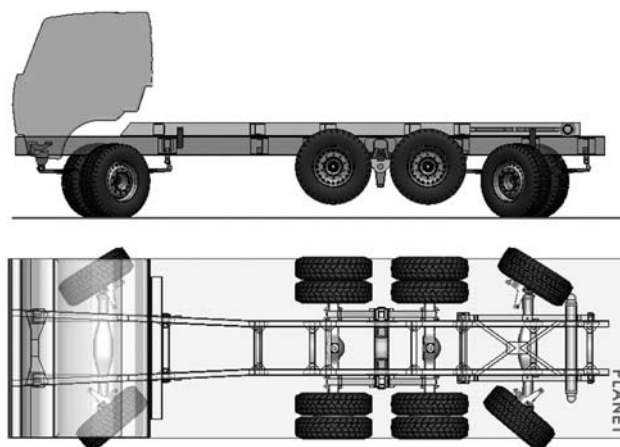


Рис. 2. Поворот шасси с минимальным радиусом

В условиях ограниченного пространства, например, на стройплощадках, показатели маневренности зачастую имеют наивысший приоритет. Поэтому целесообразно исследовать режим поворота подобного шасси при скольжении задних осей. Это возможно благодаря подъему четвертой оси, что освобождает ее от износа, а несущую систему шасси — от поперечной реакции на колесах этой оси (рис. 4).

Изучая данное направление, полезно оценить опыт легковых автомобилей. Существует многолетняя практика серийного применения активных межколесных дифференциалов, увеличивающих поворачивающий момент колесной машины при криволинейном движении. Интерес представляет установление взаимосвязи распределения крутящего момента по осям с показателями маневренности методами

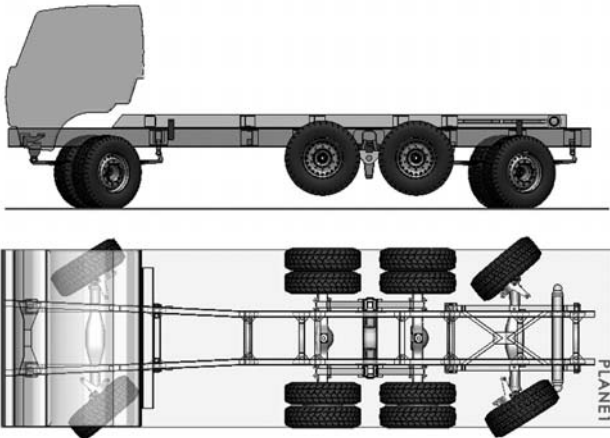


Рис. 3. Движение шасси параллельным переносом

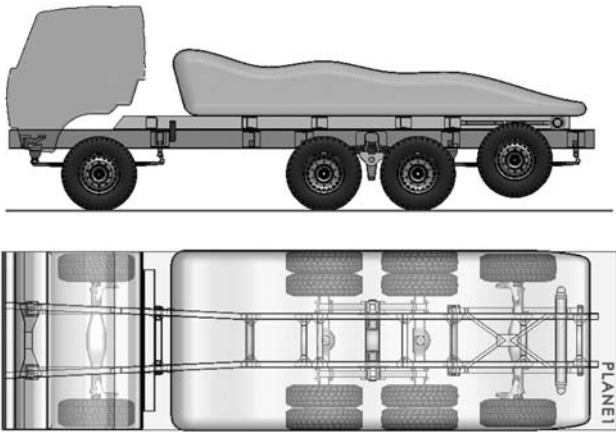


Рис. 4. Конфигурация шасси при повороте с подтормаживанием

математического моделирования с учетом аспектов конструктивной реализации нового метода поворота.

Для исследования данного вопроса были рассмотрены следующие задачи:

- 1) создание, отладка и проверка адекватности математических моделей различных процессов криволинейного движения колесного шасси;
- 2) моделирование регламентированных стандартом испытаний;
- 3) оценка результатов моделирования.

Сферой интересов является поворот с минимальным радиусом. Велосипедная схема оправдана, для нее выбраны две оси, теория линейного увода, пять обобщенных координат: продольное и поперечное перемещение центра масс шасси, его поворот вокруг вертикальной оси, угловые перемещения переднего и заднего

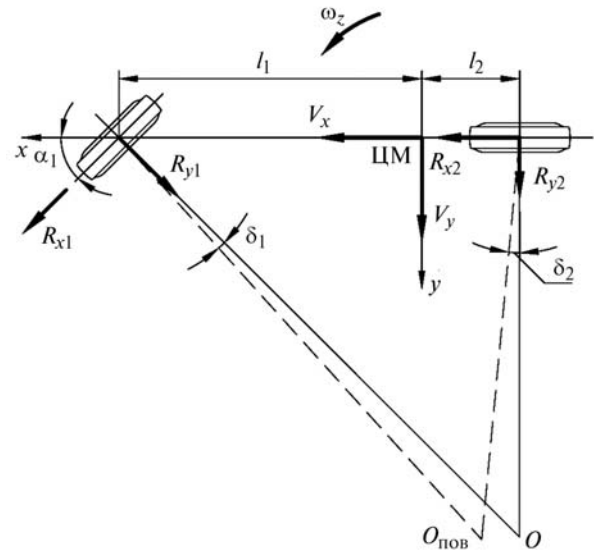


Рис. 5. Велосипедная схема и положение центра масс исследуемого прототипа

колес (рис. 5). Основное влияние на процесс движения оказывает взаимодействие колесного движителя с опорной поверхностью. За основу были взяты результаты работы А.Б. Дика [1] (рис. 6–8).

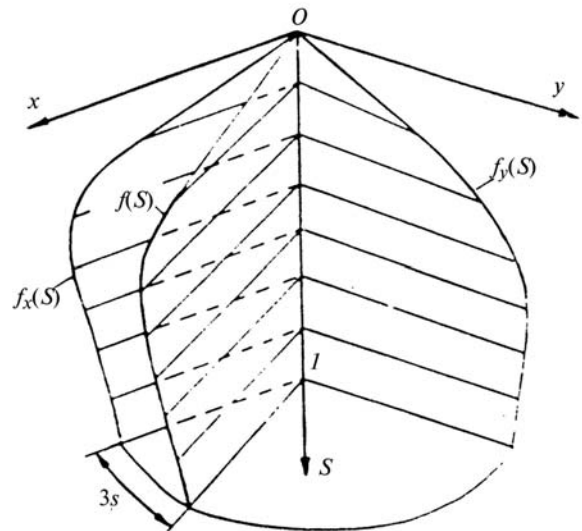


Рис. 6. Обобщенная f – S -диаграмма

Коэффициент продольного взаимодействия — отношение продольной реакции в пятне контакта к вертикальной реакции на колесе. Зависимость этого коэффициента от продольного скольжения и угла увода представлена на рис. 9; а зависимость коэффициента поперечного взаимодействия от тех же параметров — на рис. 10.

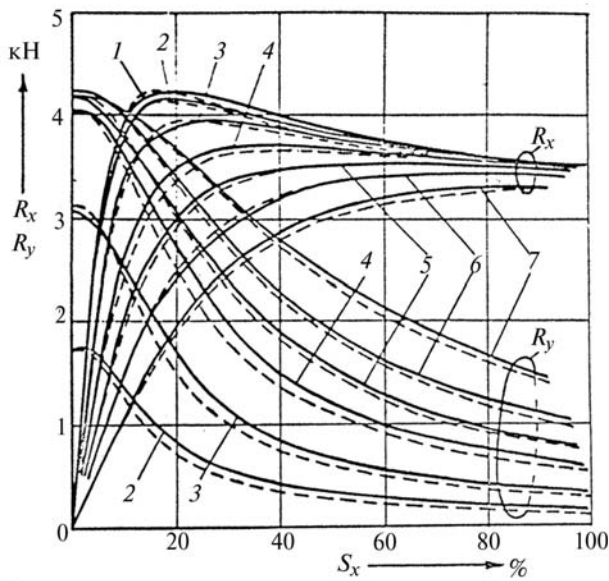


Рис. 7. Характеристики продольного проскальзывания:

шина И-259; $P_z = 5,1$ кН; $p_0 = 170$ кПа; $V = 8$ м/с;
 — — эксперимент; - - - - расчет;

углы увода: 1 — 0 рад; 2 — 0,035 рад; 3 — 0,079 рад;
 4 — 0,151 рад; 5 — 0,21 рад; 6 — 0,279 рад;
 7 — 0,401 рад

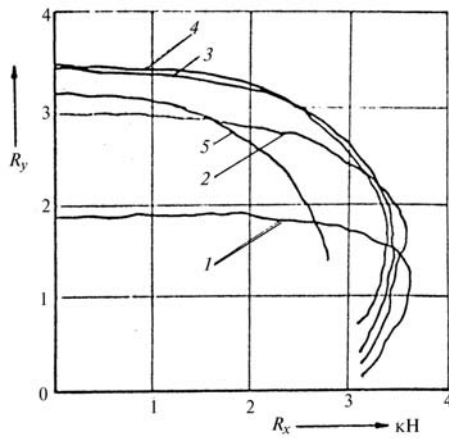


Рис. 8. Образец записей зависимостей $R_y = f(R_x)$:
 шина И-259; $P_z = 4,76$ кН; $p_0 = 170$ кПа; $V = 8$ м/с;

углы увода: 1 — 0,043 рад; 2 — 0,079 рад;
 3 — 0,151 рад; 4 — 0,21 рад; 5 — 0,401 рад

Таким образом, для задания описанной модели взаимодействия шины с опорной поверхностью в математической модели необходимо получить взаимосвязь четырех параметров: коэффициентов продольного и поперечного взаимодействия, продольного скольжения и угла увода.

Если построить для каждого угла увода обобщенную поверхность, связывающую три

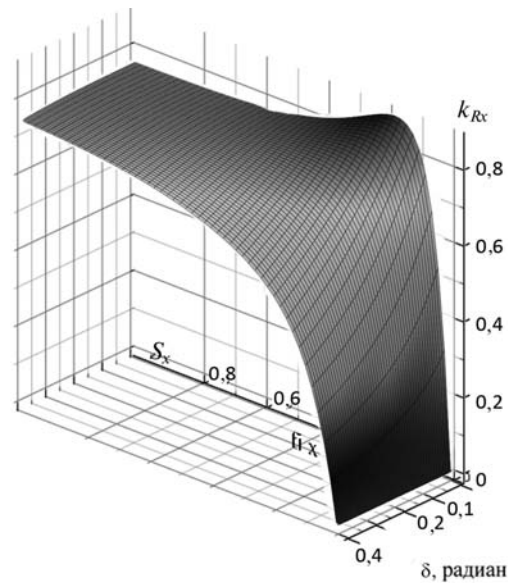


Рис. 9. Зависимость коэффициента продольного взаимодействия от продольного скольжения и угла увода

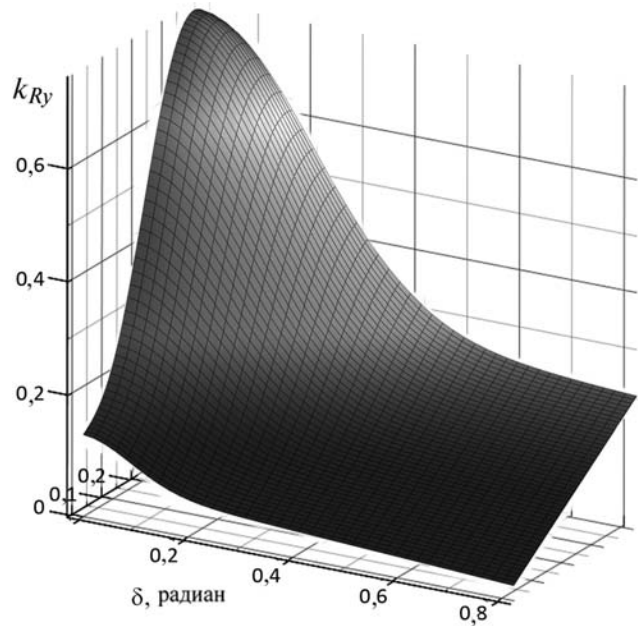


Рис. 10. Зависимость коэффициента поперечного взаимодействия от продольного скольжения и угла увода

других параметра, то она будет образована эллипсами взаимодействия для каждого значения продольного скольжения колеса (рис. 11). Поверхность изменяется с увеличением угла увода, это можно отследить по сечениям поверхности плоскостями постоянной величины продольного скольжения — эллипсам взаимодействия.

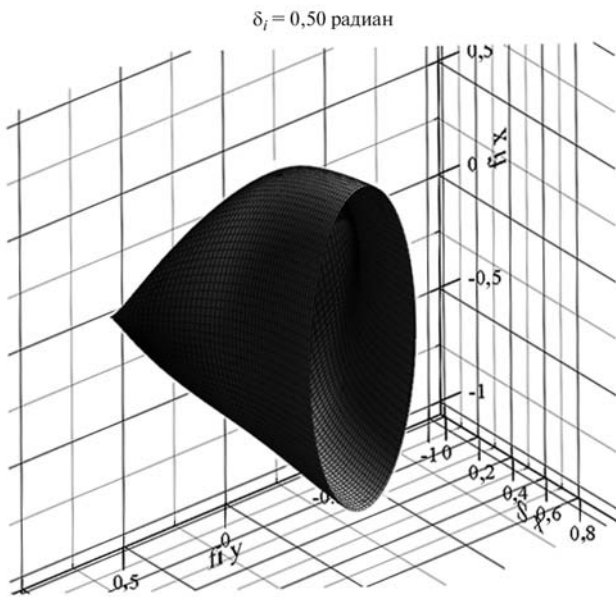


Рис. 11. Поверхность, образованная эллипсами взаимодействия, в зависимости от продольного скольжения при высоком значении угла увода

С увеличением угла увода составляющая поперечного коэффициента взаимодействия возрастает, а продольного — падает.

Для исследуемого прототипа выстраивается следующая логическая цепочка: вертикальная нагрузка на заднее колесо выше, значит там реализуется большая продольная сила, поэтому задняя ось не позволит перемещаться продольно. Тогда передняя ось будет буксовать, продольное скольжение переднего колеса будет стремиться к 1, значит, согласно зависимостям Дика [1], боковая реакция на переднем колесе существенно сократится, примет минимальное значение.

Переднее колесо является управляемым, в данном режиме (разворот) оно повернуто на угол, близкий к максимальному. Оставшаяся продольная реакция на колесе разложится на две составляющих: продольно оси шасси и поперечно этой оси [2]. Первая составляющая компенсируется продольной реакцией заднего колеса [3], продольного движения по-прежнему нет. Вторая составляющая продольной реакции переднего колеса — поперечно оси автомобиля — становится поворачивающей силой вокруг пятна контакта заднего колеса с плечом, равным базе. Происходит поворот с буксованием передней оси и скольжением задней. Предельный случай — заднее колесо заблокирова-

но. Возможны варианты и рассогласования угловых скоростей вращения переднего и заднего колес, первая должна существенно превышать вторую (рис. 12, 13). При этом подобный режим не противоречит предлагаемой концепции шасси [4].

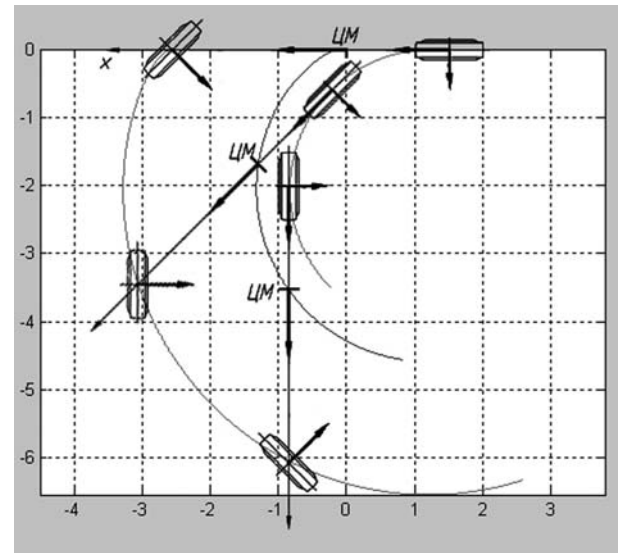


Рис. 12. Схема поворота с буксованием передней оси и скольжением задней

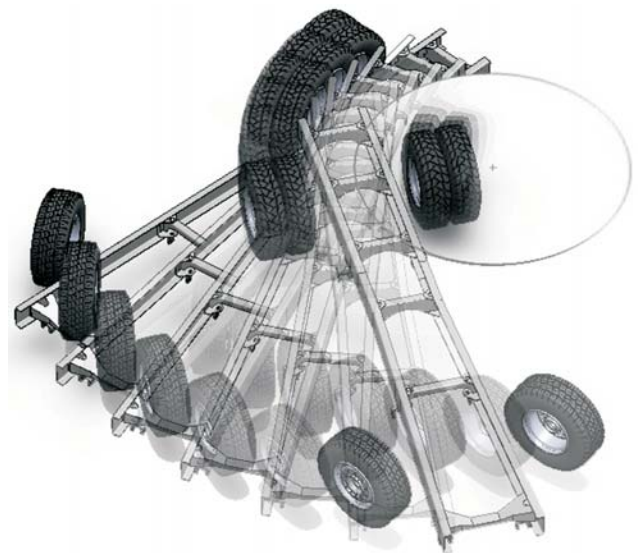


Рис. 13. Поворот с буксованием передней оси и скольжением задней

Созданная математическая модель позволяет исследовать влияние рассогласования угловых скоростей колес на диаметр разворота в данном режиме. Удалось установить, что при вариации угловой скорости как переднего (рис. 14), так и заднего колеса (рис. 15), меньший диа-

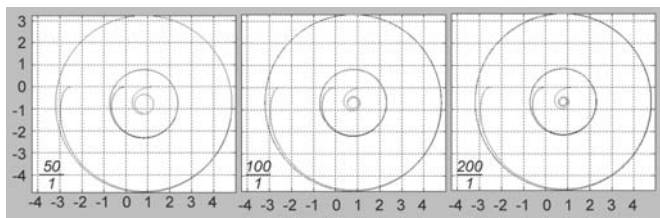


Рис. 14. Траектории движения переднего колеса, центра масс и заднего колеса при угловой скорости вращения заднего колеса 1 рад/с и вариации угловой скорости переднего колеса: 50 рад/с, 100 рад/с, 200 рад/с

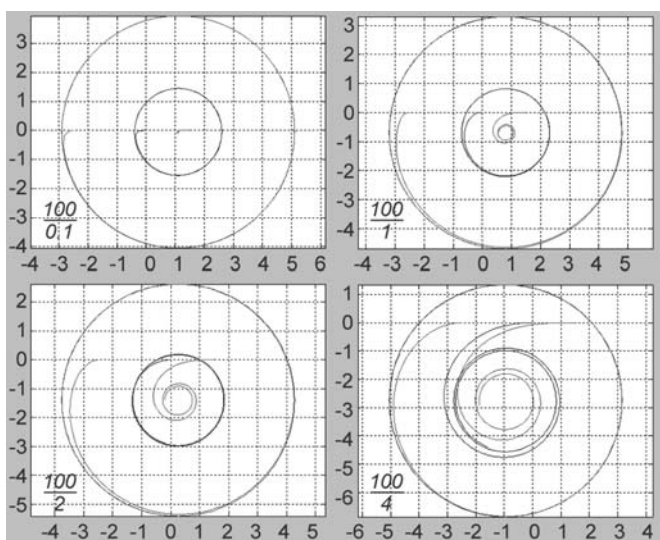


Рис. 15. Траектории движения переднего колеса, центра масс и заднего колеса при угловой скорости вращения переднего колеса 100 рад/с, и вариации угловой скорости заднего колеса: 0,1 рад/с, 1 рад/с, 2 рад/с, 4 рад/с

метр поворота соответствует большей величине отношения угловой скорости переднего колеса к угловой скорости заднего. Обеспечить рассогласование позволяет гибкая тормозная система, способная затормаживать колеса или оси избирательно [5].

Исследование режима выявило, что с ростом отношения угловых скоростей диаметр разворота уменьшается, смещение от начальной точки сокращается.

Выводы

Рассогласование угловых скоростей эффективно (диаметр сокращается вплоть до минимально возможного значения, соответствующего повороту шасси вокруг центральной точки заднего моста) [6]. Наряду с этим режим характеризуется высоким износом шин (продольное скольжение стремится к единице, поперечное скольжение тоже велико) и нагруженностью трансмиссии.

Поворот с буксованием передней оси и скольжением задней оси оправдан в тех случаях, когда наибольшую важность представляет маневренность в сочетании со средним и длинным плечом ездки.

Совокупное улучшение показателей маневренности за счет ряда эффективных режимов поворота колесных машин с трансформируемым двигателем позволяет существенно повысить производительность автомобиля в условиях ограниченного пространства, что на сегодняшний день является все более актуальной проблемой для автотранспортных предприятий.

Литература

1. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом. Дис. ... канд. техн. наук. Омск. САДИ, 1988. 224 с.
2. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391.
3. Проектирование полноприводных колесных машин. В 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Желгов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432 с.
4. Гладов Г.И., Саркисов П.И. Анализ влияния расположения осей на управляемость четырехосных колесных машин // Проектирование колесных машин. Материалы Всероссийской научно-технической конференции, посвященной 100-летию начала подготовки инженеров по автомобильной специальности в МГТУ им. Н.Э. Баумана. 25–26 ноября 2009. М., 2009. С. 83–85.
5. ГОСТ Р 41.13–99 (Правила ЕЭК ООН № 13). Единые образные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий М, Н и О в отношении торможения. Введ. 1999–05–26. М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2006. II. 113 с.
6. ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. Введ. 2006–01–01. М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2005. III. 27 с.

Статья поступила в редакцию 12.10.2011 г.