

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ БЛОКИРОВКАМИ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В.В. Анчуков, А.С. Алюков

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Метод введения жесткой кинематической связи в трансмиссии является одним из современных перспективных научно-технических направлений повышения энергоэффективности, проходимости и топливной экономичности транспортных средств. Жесткая кинематическая связь обеспечивается блокировкой соответствующего дифференциала. Жесткая кинематическая связь в трансмиссии вводится в случаях движения в сложных дорожных условиях со значительными силами внешних сопротивлений и неоднородной в сцепном отношении опорной поверхностью. Подобные механизмы распределения мощности в трансмиссии, а также системы их автоматического управления получили широкое распространение в конструкциях легковых автомобилей. Появление систем автоматического управления блокировками дифференциалов грузовых автомобилей является дальнейшей перспективой развития автомобильной промышленности. Одним из основных недостатков данного метода является затрудненное введение жесткой кинематической связи в процессе движения автомобиля. Наиболее эффективным решением данной задачи является построение системы управления, интегрированной со штатными антиблокировочной и противобуксовочной системами. В статье представлен алгоритм системы автоматического управления блокировками дифференциалов грузового автомобиля с колесной формулой 6×6. Для полностью дифференциальной трансмиссии разработан закон управления двумя межосевыми и тремя межколесными блокировками дифференциалов. Процесс управления реализуется путем многокритериального анализа текущего режима эксплуатации транспортного средства. Алгоритм управления апробирован средствами имитационного математического моделирования с использованием модели пространственного движения трехосного полноприводного автомобиля с детализированной трансмиссией. Приводится архитектура разработанной системы для дорожных испытаний и отладки алгоритма. Полученные результаты свидетельствуют об адекватности и эффективности разработанного алгоритма управления с возможностью дальнейшего оснащения предлагаемой системой управления автоматических блокировок дифференциалов серийно выпускаемых автомобилей.

Ключевые слова: система управления, трансмиссия, блокировка дифференциалов, грузовые автомобили.

Введение

Грузовые автомобили являются одним из наиболее распространенных видов транспорта и, соответственно, эксплуатируются в различных условиях. Важнейшим свойством, определяющим эффективность грузового транспортного средства, является общая мобильность.

Вопросы подвижности и проходимости автомобилей имеют широкое развитие в современной научно-инженерной практике. Для обеспечения нормального функционирования автотранспорта в сложных и экстремальных дорожных условиях необходим дальнейший поиск оптимальных средств и методов распределения мощности. Одним из наиболее эффективных и распространенных способов повышения проходимости является введение жестких кинематических связей [1].

Блокируемые дифференциалы существенно повышают проходимость колесных транспортных средств. Конструкции такого рода широко применяются в автомобилях многоцелевого назначения, строительной и сельскохозяйственной технике [2]. Однако существует ряд барьеров,

ограничивающих распространение и регулярное применение блокируемых дифференциалов на практике. В первую очередь сюда следует отнести повышенный расход топлива, а также снижение устойчивости и управляемости транспортного средства во время движения с заблокированными дифференциальными связями в трансмиссии. Соответственно возникает необходимость в применении технических решений, позволяющих избежать этих негативных аспектов и обеспечить максимальную эффективность введения жестких кинематических связей. Этого можно добиться средствами автоматизации процесса включения/отключения блокировок дифференциалов [3–6].

Мировые автопроизводители широко используют так называемые «активные» дифференциалы [7–11], функционирующие в составе «интеллектуальных» систем полного привода. Основным преимуществом применения механизмов распределения мощности такого рода является адаптация к текущим дорожным условиям и режиму эксплуатации транспортного средства, что положительно сказывается на энергоэффективности, безопасности и управляемости транспортного средства. Необходимо заметить, что «активные» дифференциалы отлично зарекомендовали себя в составе трансмиссий легковых автомобилей, а применение подобных конструкций в грузовом автомобилестроении является дальнейшей перспективой развития автомобильной промышленности [12, 13].

Разработка и реализация принципиально нового технического устройства всегда требует серьезных финансовых затрат. Необходимым и самым дорогостоящим этапом проектирования являются экспериментальные исследования. Однако в настоящее время все более широкое развитие получают методы имитационного моделирования [14–16] и цифрового макетирования. С помощью адекватных математических моделей и цифровых двойников можно определить большинство основных характеристик разрабатываемого изделия, не прибегая к многочисленным экспериментам, что оказывает положительный экономический эффект и существенно сокращает общие затраты на проектирование. Методами имитационного и PLM моделирования уже на протяжении многих лет успешно пользуются ведущие мировые автоконцерны.

1. Постановка задачи, объект исследования и описание математической модели

Объектом исследования является трехосный полноприводный грузовой автомобиль повышенной проходимости – КАМАЗ 65222 (рис. 1). Автомобиль обладает полностью дифференциальной трансмиссией с 2 межосевыми дифференциалами и 3 межколесными, все дифференциалы оснащены кулачковыми муфтами блокировки. Главной задачей является разработка алгоритма управления блокировками дифференциалов, способного адаптироваться к режиму эксплуатации и дорожным условиям, а также интегрированного в штатную систему ABS/ASR.



Рис. 1. Самосвал повышенной проходимости КАМАЗ 65222

Математическая модель процесса движения автомобиля должна включать в себя все основные подсистемы транспортного средства вместе с действительными характеристиками конкретного объекта исследования, только в этом случае становится возможным получение достоверных результатов и их дальнейшее использование в процессе проектирования изделия. Расчетная схема автомобиля с колесной формулой 6×6 представлена на рис. 2.

С помощью пакета 1D-моделирования LMS Amesim была разработана математическая модель пространственного движения грузового автомобиля с колесной формулой 6×6. Разработанная математическая модель отображает процесс движения автомобиля на требуемых расчетных режимах с учетом особенностей динамики конкретных узлов и агрегатов.

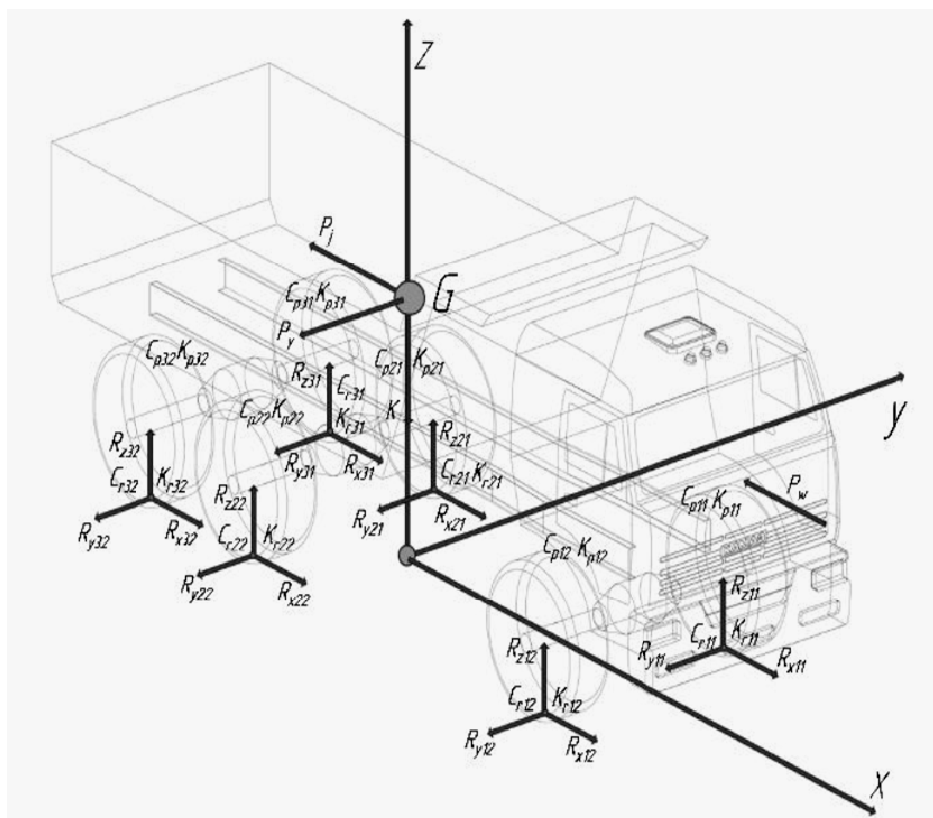


Рис. 2. Расчетная схема грузового автомобиля с колесной формулой 6×6

На рис. 3 представлен общий вид модели. Модель включает в себя все необходимые подсистемы автомобиля: двигатель, трансмиссию, систему поддрессоривания и учитывает все необходимые физические характеристики транспортного средства и внешней среды: массово-инерционные характеристики, реализацию взаимодействия колеса с опорной поверхностью, особенности дорожных условий и силу аэродинамического сопротивления.

Двигатель (1) функционирует по частичной скоростной характеристике: развиваемый крутящий момент зависит от скорости вращения коленчатого вала и степени подачи топлива. Трансмиссия (2) представлена идеальным бесступенчатым редуктором с переменным передаточным отношением, приведенная жесткость трансмиссии учитывается с помощью ведомого вала редуктора, межосевые и межколесные дифференциалы трансмиссии обладают муфтами блокировок, на которые подается сигнал алгоритма управления. Система поддрессоривания (3) соответствует кинематике и упругой характеристике зависимой подвески объекта исследования без учета балансиров задней тележки. Рулевое управление (4) осуществляется с помощью рулевой рейки, ведущее звено которой управляется с помощью сигнала со значением угла поворота. Поддрессоренная масса автомобиля (5) обладает шестью степенями свободы, а также учитывает расположение центра тяжести и распределение нагрузки по осям. Система сбора данных (6) включает в себя набор датчиков расположения автомобиля в пространстве: крена, дифферента, рыскания кузова и др. Описание взаимодействия колеса с опорной поверхностью (7) реализуется на базе модели «Brixius and Dugoff» [17], в учет принимаются микро- и макропрофиль дороги, коэффициент сцепления, твердость грунта, размерность шины (свободный радиус и радиус под нагрузкой, ширина шины и высота профиля) [18–20].

Принято допущение, что кузов автомобиля представляет собой твердое тело, на которое передаются силы и перемещения, определяемые силовой установкой и внешней средой. Уравнения движения кузова транспортного средства относительно неподвижной системы координат в форме Лагранжа II рода имеют вид:

$$\begin{cases} \dot{\omega} = [T_1 - G_s h_{COG} \lambda (\dot{V}_x - V_y \omega)] / J_z, \\ \dot{V}_x = V_y \omega + T_2, \\ \dot{V}_y = V_x \omega + T_3, \end{cases} \quad (1)$$

$$T_1 = \left[\sum_{i=1}^2 R_{y12}^i a + \sum_{i=1}^2 R_{y2}^i b_2 + \sum_{i=1}^2 R_{y3}^i b_3 + 0,5(R_{x1}^{right} + R_{x1}^{left})B_1 + 0,5\left(\sum_{j=2}^3 R_{xj}^{right} + \sum_{j=2}^3 R_{xj}^{left}\right)B_2 \right] / J_z, \tag{2}$$

$$T_2 = \sum_{j=1}^3 \sum_{i=1}^2 R_{xj}^i / G, \tag{3}$$

$$T_3 = \sum_{j=1}^3 \sum_{i=1}^2 R_{yj}^i / G, \tag{4}$$

где ω – скорость вращения кузова относительно вертикальной оси; G_s – подрессоренная масса автомобиля; G – общая масса автомобиля; h_{COG} – высота расположения центра тяжести; λ – угол отклонения кузова в горизонтальной плоскости; V_x – скорость движения автомобиля в продольном направлении; V_y – скорость движения автомобиля в поперечном направлении; J_z – момент инерции кузова относительно вертикальной оси; R_x – продольная реакция колеса; R_y – поперечная реакция колеса; a – расстояние от передней оси до центра тяжести; b_2 – расстояние от центра тяжести до средней оси; b_3 – расстояние от центра тяжести до задней оси; B_1 – передняя колея; B_2 – задняя колея.

Вывод системы уравнений (1)–(4) представлен в [19].

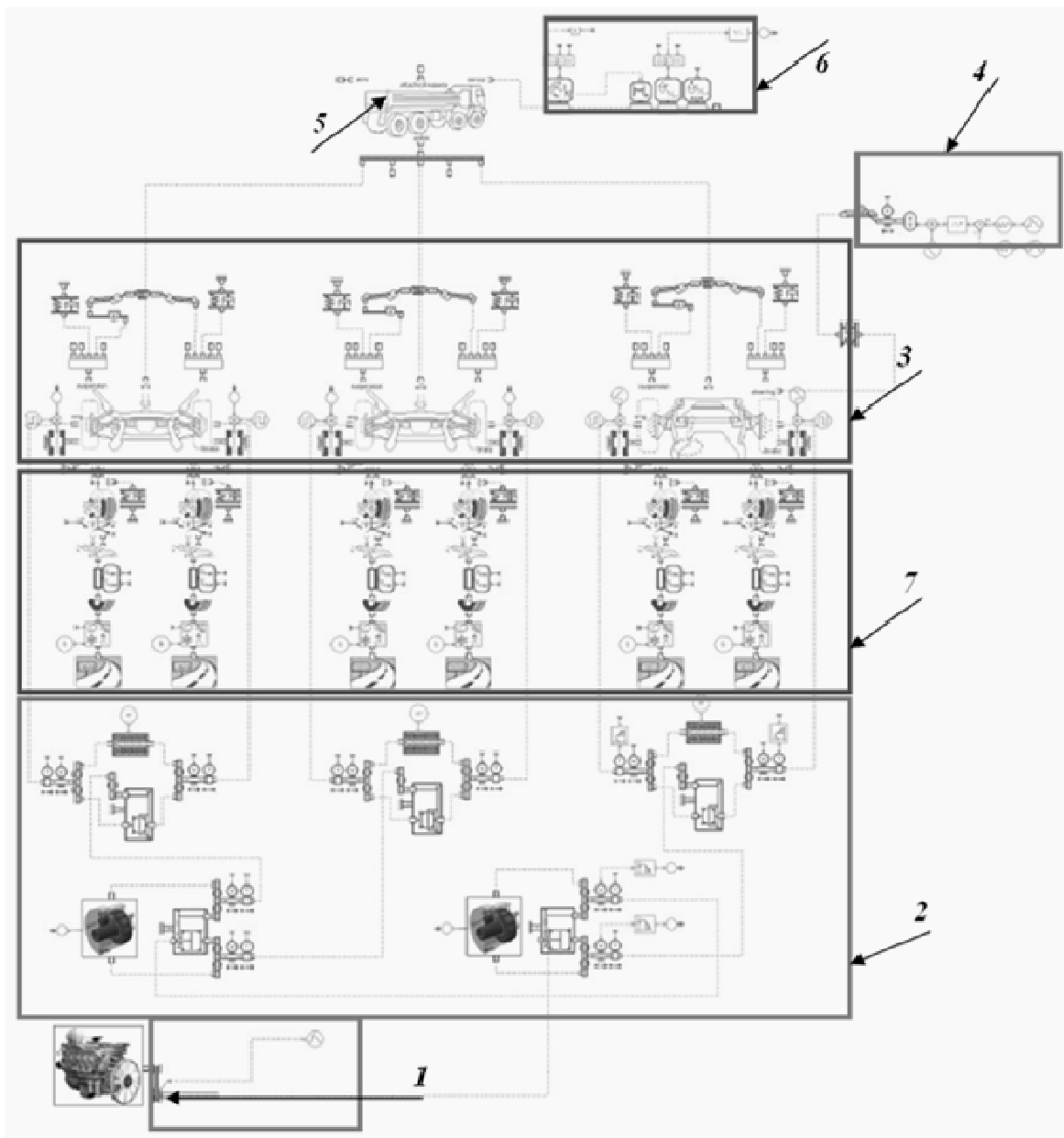


Рис. 3. Общий вид математической модели в среде LMS Amesim

2. Описание алгоритма управления блокируемыми дифференциалами и имитационное моделирование режимов его функционирования

Для повышения эффективности функционирования грузового автомобиля в смешанных дорожных условиях предлагается следующий алгоритм работы автоматических блокировок дифференциалов:

1. Трогание автомобиля осуществляется с полностью заблокированной трансмиссией. Это позволит максимально эффективно использовать сцепные свойства дорожного покрытия и исключить возможность пробуксовки колес во время старта [17–18].

2. При достижении скорости 20 км/ч отключаются блокировки межколесных дифференциалов, а при достижении 30 км/ч – межосевых. Данное условие необходимо для сохранения устойчивости и управляемости автомобиля на данных скоростях, так как известно, что при маневрировании на высоких скоростях заблокированные дифференциальные связи могут оказывать негативное влияние на эти эксплуатационные характеристики.

3. Вне зависимости от скорости движения, блокировки дифференциалов отключаются при повороте рулевого колеса более чем на 30°. Радиус поворота с заблокированными дифференциалами меньше, чем с разблокированными, поэтому применяется этот элемент алгоритма управления.

4. При движении в населенных пунктах (применяется анализ местоположения по GPS) для нормального маневрирования и, как следствие, обеспечения безопасности всех участников дорожного движения отключаются все блокировки дифференциалов.

5. При продолжительном буксовании колес, сопровождающимся трехкратным срабатыванием системы ПБС, вне зависимости от местоположения автомобиля включаются соответствующие блокировки дифференциалов: при буксовании осей – межосевые; при буксовании колес – сначала межосевые, а затем межколесные.

Для оценки функционирования предложенного выше алгоритма был принят ряд показательных расчетных случаев, характерных для движения грузового автомобиля:

Разгон до скорости свыше 30 км/ч с последующим торможением. Процесс разгона осуществляется с последовательным переключением передач, торможением после 25 с движения и дальнейшим продолжением движения после 2 с торможения. Результаты имитационного моделирования представлены на рис. 4, 5.

Согласно полученным результатам, в частности данным рис. 6, можно заключить, что во время разгона при достижении скорости 20 км/ч осуществляется отключение блокировок межколесных дифференциалов, а при достижении 30 км/ч – межосевых. Далее, во время торможения и снижения скорости ниже установленных значений последовательно включаются межосевые и межколесные блокировки дифференциалов.

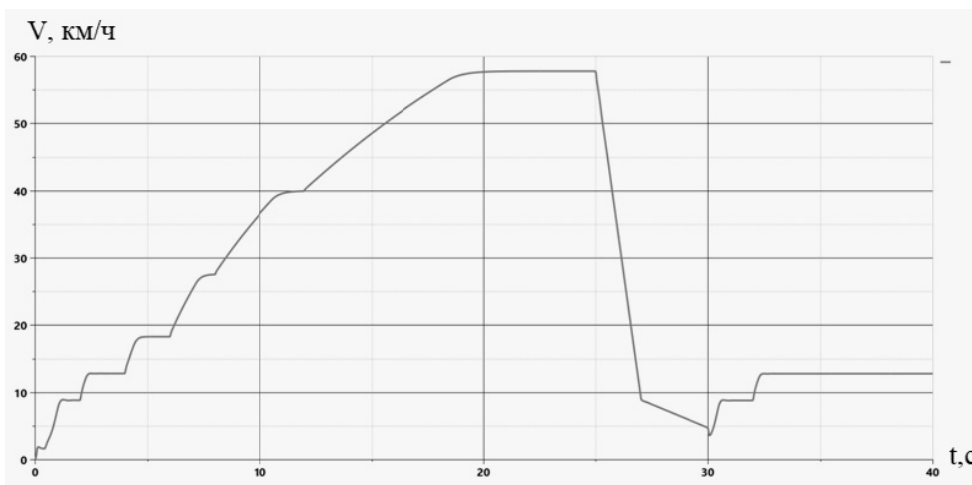


Рис. 4. Изменение скорости движения при разгоне и торможении



Рис. 5. Подача сигнала на торможение

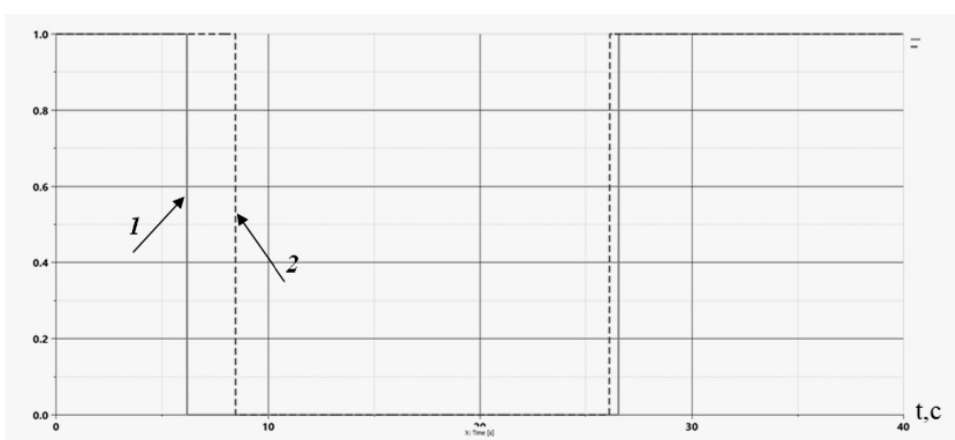


Рис. 6. График включения/отключения блокировок дифференциалов: 1 – межколесных, 2 – межосевых

Криволинейное движение с поворотом рулевого колеса. Движение автомобиля осуществляется с постепенным из состояния покоя до скорости менее 20 км/ч. При достижении 5 с начинается подача управляющего воздействия на рулевое колесо для дальнейшего поворота автомобиля. Результаты представлены на рис. 7–9.

Как показано на рис. 7, при достижении угла поворота рулевого колеса значения 30° происходит отключение межосевых и межколесных блокировок дифференциалов. Из рис. 8, 9 видно, что поворот автомобиля осуществляется с разными скоростями вращения колес передней (управляемой) оси, что свидетельствует о разблокированном дифференциале.

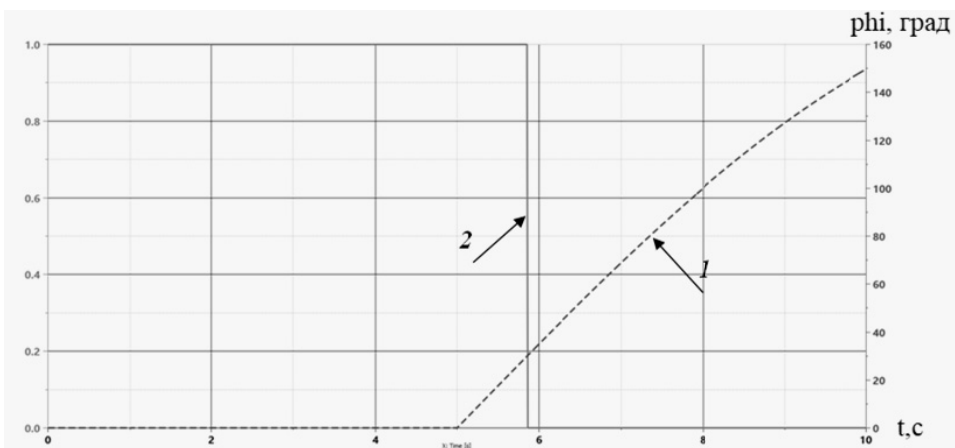


Рис. 7. Изменение угла поворота рулевого колеса (1), состояния межосевых и межколесных блокировок дифференциалов (2)

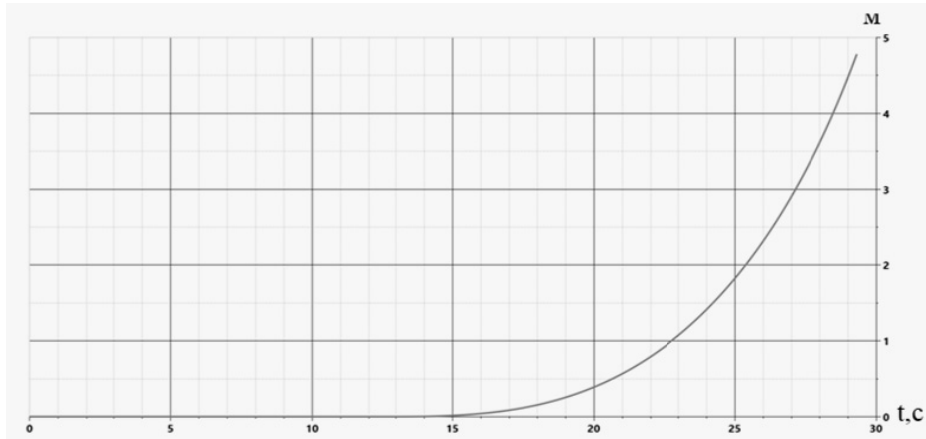


Рис. 8. Траектория движения автомобиля

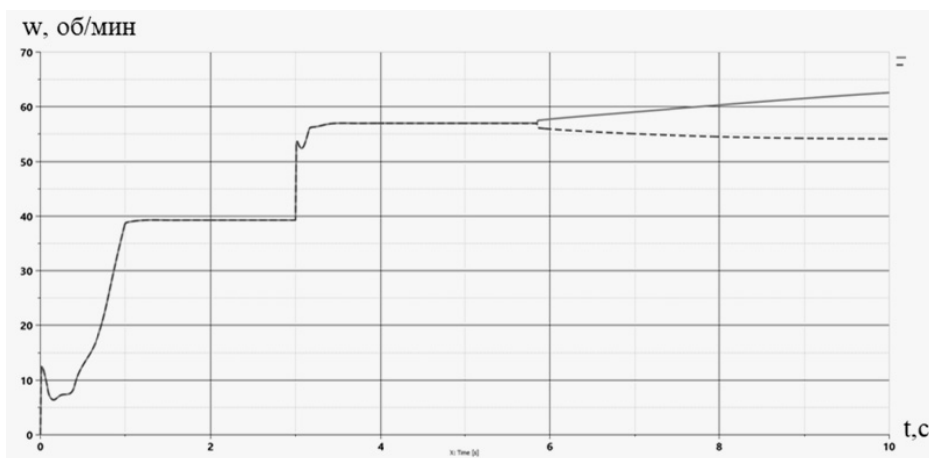


Рис. 9. Скорости вращения колес передней оси

Движение в подъем в населенном пункте. На данном расчетном случае имитируется движение в населенном пункте. В соответствии с принятым алгоритмом, все дифференциалы изначально разблокированы, автомобиль разгоняется до скорости более 30 км/ч, после 60 м пути начинается участок подъема под углом 10° с полукруглым въездом в начале. Результаты представлены на рис. 7–11.

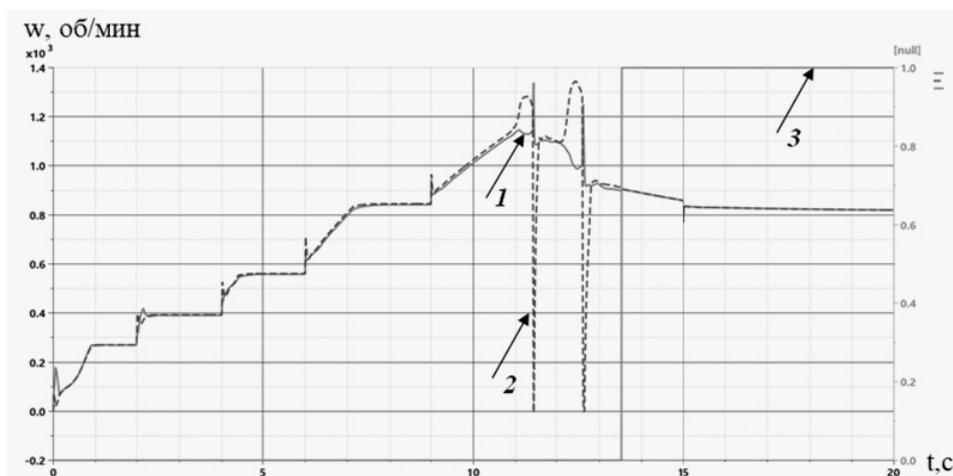


Рис. 10. Скорости вращения выходных валов раздаточной коробки:
 1 – приводной вал передней оси, 2 – приводной вал задней тележки;
 3 – сигнал включения блокировок межосевых дифференциалов

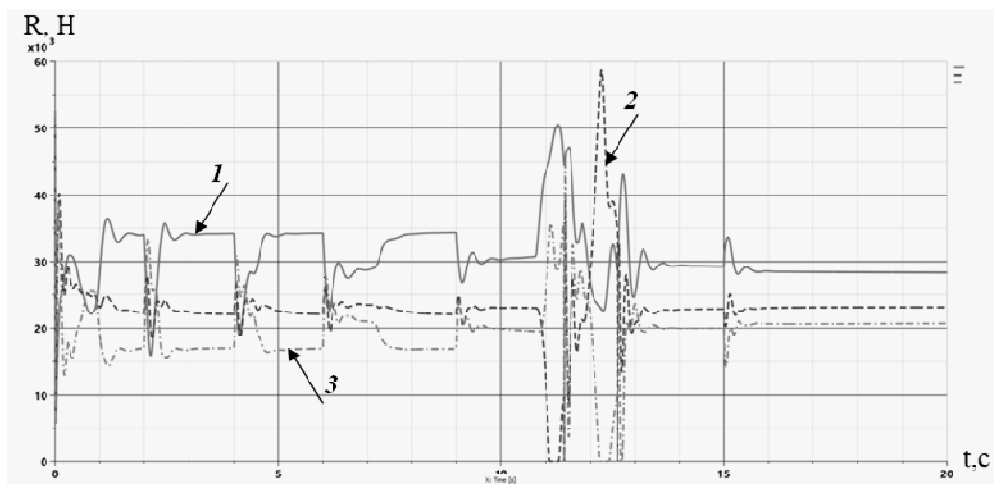


Рис. 11. Вертикальные реакции на колесах передней (1), средней (2) и задней (3) осей

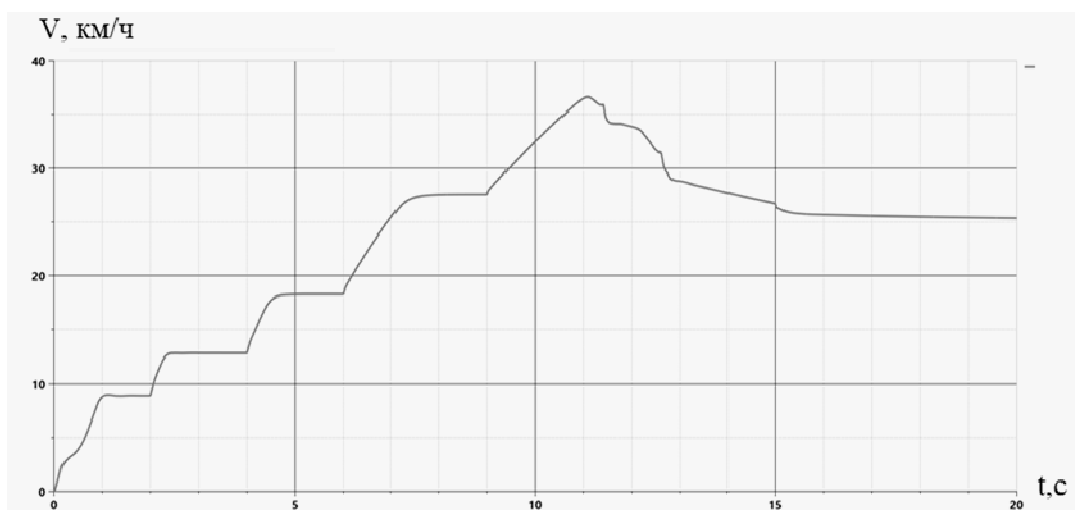


Рис. 12. Изменение скорости автомобиля при движении в подъем

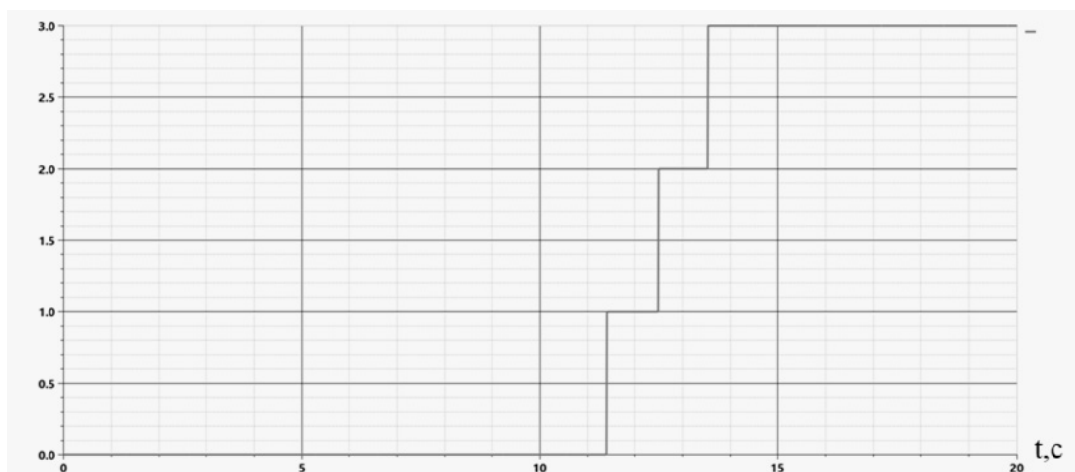


Рис. 13. График срабатывания системы ПБС

Согласно изменению скоростей вращения выходных валов раздаточной коробки (рис. 10), видно, что имеет место буксование колес задней тележки, это является следствием последовательного кратковременного вывешивания колес средней и задней осей (рис. 11) при въезде автомобиля на участок подъема. При буксовании осей срабатывает система ПБС, однако ее работы оказывается не достаточно для продолжения движения, поэтому после 3-го срабатывания (рис. 13)

формируется команда на включение межосевых блокировок дифференциалов (рис. 10). После этого автомобиль продолжает движение в подъем (рис. 14) с постоянной скоростью (рис. 12).

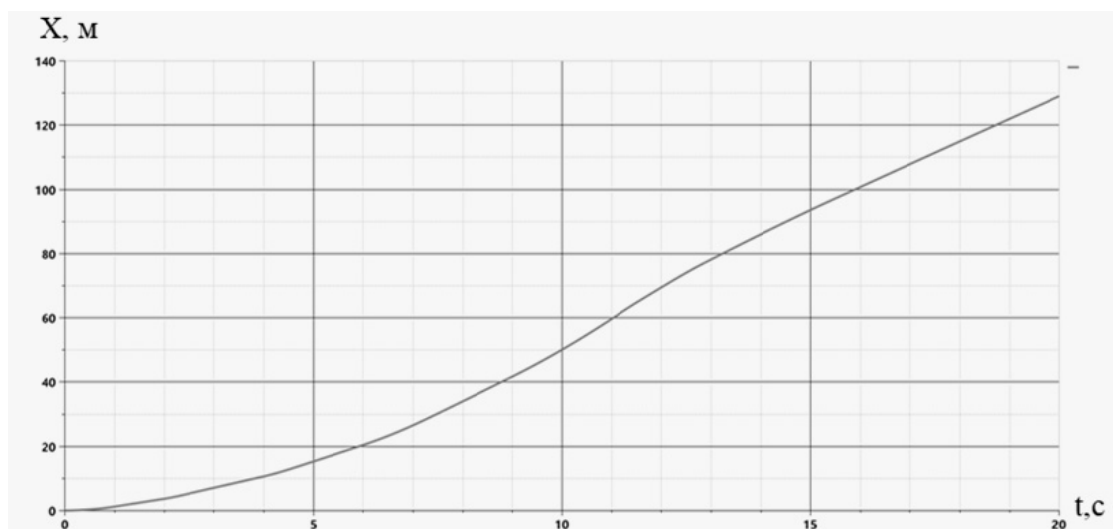


Рис. 14. Изменение продольной координаты при движении автомобиля в подъем

3. Реализация системы для отработки разработанного алгоритма

Следующим этапом после проведения имитационных испытаний являются испытания дорожные с целью проверки адекватности разработанного алгоритмического обеспечения и его отладки. Для этих целей была разработана структура системы (рис. 15), позволяющая реализовать алгоритм управления блокировками, получать и обрабатывать сигналы с установленных датчиков, а также использовать возможности СУБД MySQL для регистрации, хранения и обработки полученных данных.

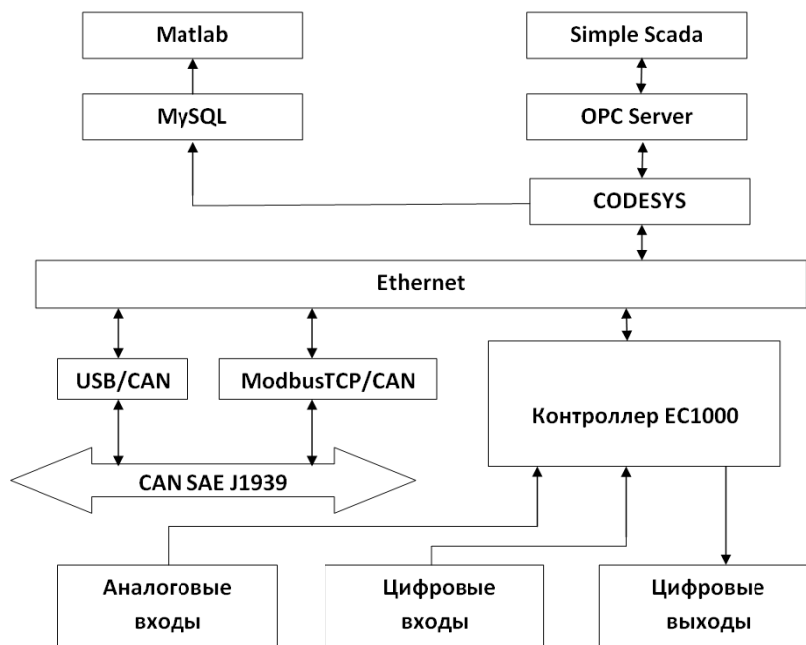


Рис. 15. Структура разработанной системы

Для реализации был выбран контроллер Berghof EC1000. Контроллер обрабатывает входные параметры с цифровых и аналоговых входов, формирует управляющие воздействия на цифровые выходы. Связь с CAN SAE J1939 интерфейсом автомобиля осуществляется через переходники соответствующих интерфейсов. Программирование контроллера осуществляется с использованием инструментального программного комплекса автоматизации CoDeSys по интерфейсу Ethernet.

Через OPC сервер значения переменных среды программирования сохраняются в СУБД, к которой возможно подключение Matlab. Для отображения состояний системы в реальном времени была использована SCADA система SimpleSCADA.

Система имеет следующие входы. Аналоговые сигналы: 6 датчиков давления в тормозных камерах, датчик поворота рулевого колеса. Цифровые входы: 3 датчика блокировки межколесных дифференциалов, 2 датчика блокировки межосевых дифференциалов, датчик нажатия педали торможения, датчик переключения передач в раздаточной коробке.

Цифровые выходы системы: 6 впускных и 6 выпускных клапанов модуляторов тормозной системы колес, впускные и выпускные клапаны переднего и заднего магистральных клапанов, 5 клапанов блокировки дифференциалов.

Кроме того, по протоколу CAN автомобиля контроллер регистрирует следующие параметры: скорости вращения колес, скорость вращения вала двигателя, триггер срабатывания системы ABS, триггеры срабатывания ASR (brake control, engine control, hill holder mode, off-road mode), датчик нажатия педали акселератора.

Выводы

1. Разработан алгоритм управления автоматическими блокировками дифференциалов грузового автомобиля с колесной формулой 6×6. Использование данного алгоритма позволяет значительно повысить проходимость, энергоэффективность и топливную экономичность транспортного средства.

2. Средствами имитационного математического моделирования подтверждена общая работоспособность и эффективность предложенного алгоритма для типовых режимов эксплуатации транспортного средства, в том числе совместно со штатными системами активной безопасности. Виртуальными экспериментами доказано, что предлагаемая стратегия управления механизмами распределения мощности не оказывает негативного влияния на устойчивость и управляемость транспортного средства при введении жестких кинематических связей в процессе движения.

3. Благодаря полученным результатам сформирован облик программно-технического комплекса автоматизированного управления блокировками дифференциалов грузового автомобиля.

Обсуждение и применение

Использование полученных результатов при производстве автомобилей способствует высокоэффективному решению задачи кардинального улучшения проходимости грузовых автомобилей. Особенно это важно при перемещении по дорожному покрытию пониженного качества, что характерно для режимов эксплуатации грузовых автомобилей. Область применения конструкций, при проектировании которых могут быть использованы результаты проведенных исследований, очень широкая: и автомобили (грузовые, легковые, автобусы), и быстроходные гусеничные машины, в том числе специального назначения, и прицепы и т. п. Использование результатов проведенных исследований позволит оптимально согласовать различные требования к режимам эксплуатации транспортных средств. При их применении транспортное средство будет снабжено системой распределения мощности, которая может по своим технико-экономическим показателям качественно превзойти известные бренды.

Работа выполнялась при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства «Создание высокотехнологичного производства нового поколения энергоэффективных трансмиссий для грузовых автомобилей и автобусов» по договору № 02.G25.31.0142 от 01 декабря 2015 года между Министерством науки и высшего образования Российской Федерации и Публичным акционерным обществом «КАМАЗ» в кооперации с головным исполнителем НИОКТР – Федеральным государственным автономным образовательным учреждением высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)».

Литература / References

1. Dubrovskiy A., Aliukov S., Rozhdestvenskiy Y., Dubrovskaya O., Dubrovskiy S. An Adaptive Suspension of Vehicles with New Principle of Action. *SAE Technical Paper 2014-01-2310*, 2014. DOI: 10.4271/2014-01-2310

2. Yu, Z., Deng, Y., Xiong, L., Study of Stability Control for Electric Vehicles with Active Control Differential. *SAE Technical Paper 2013-01-0715*, 2013. DOI: 10.4271/2013-01-0715
3. Cheli F., Pedrinelli M., Fortina A., Martella P. Vehicle Dynamics Control System Actuating an Active Differential. *ASME 8th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, 2006, vol. 2, pp. 251–260.
4. Erjawetz, K., Pecnik, H., Double Differential Unit with Torque Sensing Locking Device. *SAE Technical Paper 2005-26-067*, 2005. DOI: 10.4271/2005-26-067
5. Alyukov S.V. Relay-type Free-wheel Mechanism. *Russian Engineering Research*, 2014, vol. 34, no. 9, pp. 549–553.
6. Aliukov S., Alyukov A. Analysis of Methods for Solution of Differential Equations of Motion of Inertial Continuously Variable Transmissions. *SAE Technical Paper 2017-01-1105*, 2017. DOI: 10.4271/2017-01-1105
7. Dubrovskiy A., Aliukov S., Keller A., Dubrovskiy S. et al. Adaptive Suspension of Vehicles with Wide Range of Control. *SAE Technical Paper 2016-01-8032*, 2016. DOI: 10.4271/2016-01-8032
8. Cheli F., Pedrinelli M., Campo S., Fortina A. et al. Vehicle Dynamics Control System Actuating an Active Differential. *SAE Technical Paper 2007-01-0928*, 2007. DOI: 10.4271/2007-01-0928
9. Annicchiarico C., Capitani R. Torque Vectoring of a Formula SAE through Semi Active Differential Control. *SAE Technical Paper 2014-32-0088*, 2014. DOI: 10.4271/2014-32-0088
10. Villani E., Simulation and Control of Active Differential for Improving Vehicle Handling and Lateral Performance. *SAE Technical Paper 2007-24-0140*, 2007. DOI: 10.4271/2007-24-0140
11. Zhou Z., Miaohua H., Yachao Z., Cheng F. Vehicle Stability Control through Optimized Coordination of Active Rear Steering and Differential Driving/Braking. *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, 2018, vol. 11, iss. 3, pp. 239–248. DOI: 10.4271/06-11-03-0020
12. Aghezzaf E.H., Wolsey L.A. Modelling Piecewise Linear Concave Costs in a Tree Partitioning Problem. *Discrete Applied Mathematics*, 1994, vol. 50, no. 2, pp. 101–109.
13. Hickernell F.J., Sloan I.H., Wasilkowski G.W. A Piecewise Constant Algorithm for Weighted L1 Approximation over Bounded and Unbounded Regions in \mathbb{R}^s . *SIAM Journal on Numerical Analysis*, 2005, no. 43, pp. 1003–1020.
14. Keller A., Murog I., Aliukov S. Comparative Analysis of Methods of Power Distribution in Mechanical Transmissions and Evaluation of their Effectiveness. *SAE Technical Paper 2015-01-1097*, 2015. DOI: 10.4271/2015-01-1097
15. Keller A. and Aliukov S. Rational Criteria for Power Distribution in All-wheel-drive Trucks. *SAE Technical Paper 2015-01-2786*, 2015. DOI: 10.4271/2015-01-2786
16. Croxton K.L., Gendron B., Magnanti T.L. Variable Disaggregation in Network Flow Problems with Piecewise Linear Costs. *Operations Research*, 2007, vol. 55, no. 1, pp. 146–157.
17. Giordani G., Fratta C. Light Commercial Vehicle with Locking Differential. *SAE Technical Paper 2013-36-0467*, 2013. DOI: 10.4271/2013-36-0467
18. Galvagno E., Morgando A., Sorniotti A., Vigliani A. Differentials Modeling for Four Wheels Drive. *SAE Technical Paper 2006-01-0581*, 2006. DOI: 10.4271/2006-01-0581
19. Vantsevich V. Actuating Vehicle Systems and Unified Limited Slip Differentials. *SAE Technical Paper 972751*, 1997. DOI: 10.4271/972751
20. Holzwarth R., May K. Analysis of Traction Control Systems Augmented by Limited Slip Differentials. *SAE Technical Paper 940831*, 1994. DOI: 10.4271/940831

Анчуков Владислав Валерьевич, аспирант кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, vv.anchoukov@gmail.com.

Алюков Александр Сергеевич, ассистент кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, alyukovalexandr@gmail.com.

Поступила в редакцию 16 августа 2018 г.

SIMULATION OF AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF DIFFERENTIALS LOCKING OF HEAVY TRUCKS

V.V. Anchukov, vv.anchorukov@gmail.com,

A.S. Alyukov, alyukovalexandr@gmail.com

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

The method of introducing a rigid kinematic connection in transmission is one of the modern promising scientific and technical directions for increasing energy efficiency, passability and fuel efficiency of vehicles. A rigid kinematic connection is provided by locking the corresponding differential. Rigid kinematic connection in the transmission is introduced in cases of moving in difficult road conditions with significant forces of external resistances and a non-homogeneous support surface. Similar power distribution mechanisms in the transmission, as well as their automatic control systems, are widely used in passenger car designs. The emergence of automatic control systems for locks of differentials of trucks is a further prospect for the development of the automotive industry. One of the main disadvantages of this method is the difficult introduction of a rigid kinematic connection during the movement of the vehicle. The most effective solution to this problem is to build a control system integrated with standard anti-lock and traction control systems. The article presents an algorithm for the automatic control system for locking the differentials of a truck with a 6×6 wheel arrangement. For a fully differential transmission, a control law for two interaxle and three inter-wheel locks of differentials has been developed. The control process is realized by a multicriteria analysis of the current mode of operation of the vehicle. The control algorithm is approved by means of simulation simulation using the model of the three-axis three-wheel drive vehicle with a detailed transmission. The architecture of the developed system for road tests and debugging of the algorithm is given. The obtained results testify to the adequacy and efficiency of the developed control algorithm with the possibility of further equipping the automatic locking system for the differentials of commercially produced vehicles with the proposed control system.

Keywords: control system, transmission, differential locks, heavy trucks.

Received 16 August 2018

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Анчуков, В.В. Имитационное моделирование системы автоматического управления блокировкой дифференциалов грузовых автомобилей / В.В. Анчуков, А.С. Алюков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т. 18, № 3. – С. 68–79. DOI: 10.14529/engin180308

FOR CITATION

Anchukov V.V., Alyukov A.S. Simulation of Automatic Control System of Differentials Locking of Heavy Trucks. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2018, vol. 18, no. 3, pp. 68–79. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin180308