Грузовик с приложением

12
2013

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет:
Д.Х. Валеев
В.М. Вовк
В.А. Волчков
С.М. Гайдар
Л.В. Грехов
Ю.М.Захарик
В.А. Зорин
А.М. Иванов
Н.А. Иващенко
П.П. Капуста
В.В. Корсаков
Л.Г. Красневский
А.С. Кузнецов
В. А. Марков
А.П. Марченко
Г.Н. Рейзина
А.Н. Ременцов
О.Н. Румянцева
Е.Л. Рыбин
А.Ф. Синельников
В.С. Устименко
Х.А. Фасхиев
Н.Д. Чайнов

Корпункты:
в Республике Беларусь (г. Минск), Я.Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
в Украине (г. Харьков), В.Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Адрес редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 268-38-58

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре. Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764 от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу «Роспечать» 37349,
по объединенному каталогу «Пресса России» 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

© ООО «Издательство Машиностроение», «Грузовик», 2013

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Конструкция

2 *Полещук С. В.* Внедорожные шарнирно-сочлененные самосвалы АМКОДОР *(Под редакцией П. П. Капусты)*

Практика

11 *Зорин В. А., Баурова Н. И.* Контроль качества ремонта элементов машин, восстановленных с использованием полимерных материалов

14 *Дьяков И. Ф.* Определение гистерезисных свойств тягово-сцепных устройств грузовых автомобилей

19 *Дебелов В. В., Иванов В. В., Козловский В. Н., Строганов В. И., Ютт В. Е.* Электронная система регулирования скорости движения автомобиля в режимах поддержания и ограничения скорости

Транспортный комплекс (цикл статей)

24 *Столяров В. В., Кокодеева Н. Е., Кочетков А. В., Малышев Е. В., Кокодеев А. В.* Методическое сопровождение по определению степени разрушения дорожных конструкций от воздействия транспортных средств

32 *Кочетков А. В., Янковский Л. В., Сухов А. А., Стрижевский Д. А.* Безопасность автомобильных дорог: методологический анализ применения показателя ровности IRI в системе диагностики автомобильных дорог (статья 4)

Эксплуатация. Ремонт

36 *Шалимов В. Э., Дворцов А. И.* Термометрический метод диагностирования двигателей внутреннего сгорания

Исследования. Расчет

40 *Асанов А. З., Демьянов Д. Н., Валеев Д. Х., Карабцев В. С.* Оценка влияния ветра на результаты испытаний по определению пути выбега автопоезда

Информация

46 *Abstracts of articles*

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

УДК 629.113

С. В. Полещук, главный конструктор по внедорожным шарнирно-сочлененным самосвалам ОАО АМКОДОР, Республика Беларусь, г. Минск
E-mail: resursmash@list.ru

ВНЕДОРОЖНЫЕ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫЕ САМОСВАЛЫ АМКОДОР

Под редакцией канд. техн. наук П. П. Капусты

Рассмотрены самосвалы с шарнирно-сочлененной рамой производства фирмы АМКОДОР (Беларусь). Приведены их технические характеристики и особенности конструкции.

Ключевые слова: *самосвалы, шарнирная рама.*

Развитие строительного бизнеса стало основным направлением в программах экономического развития многих государств СНГ. Растет объем строительства новых и реконструкции существующих автодорог, в том числе дорог, связанных с разведкой и освоением новых месторождений полезных ископаемых. Несмотря на высокие темпы развития — строительный бизнес дело непростое, хлопотное, часто рискованное особенно в регионах, где грунты характеризуются повышенной влажностью, а также в условиях полного бездорожья и сложного рельефа местности. Общей особенностью рабочих площадок для всех этих проектов является то, что зачастую подъезды к ним либо труднопроходимы, либо дорог к ним нет вообще, в то время как технике необходимо перевозить большие объемы материалов. Много лет подряд самосвалы классической рамной конструкции являлись единственным средством для транспортировки материалов различных типов в таких строительных проектах. Однако их применение не позволяло достичь оптимальной рентабельности выполняемых работ из-за необходимости дополнительных затрат на строительство подъездных путей, а кроме того, значительного увеличения сроков выполнения проектов за счет ограничения возможностей использования тяжелой техникой подъездных путей в весенне-осенний период.

Сегодня добиться успеха без профессиональной организации работ и, конечно, без применения высокопроизводительной техники невозможно. Достижение лучшей рентабельности проведения строительных работ удается за счет сокращения дополнительных затрат и обеспечения непрерывности производственного процесса вне зависимости от внешних условий (времени года, характера местности), а значит, все большее внимание обращается на способности машин хорошо адаптироваться к новым рабочим условиям и переключаться на выполнение различных задач в кратчайшие сроки. В этой ситуации правильным выбором является широкое применение шарнирно-сочлененных самосвалов.

В 2007 г. компания АМКОДОР приступила к разработке новой модели внедорожного шарнирно-сочлененного самосвала АМКОДОР 20232 грузоподъемностью 24 тонны, а уже в 2008 г. представила его опытный образец на выставке "СТТ-2008" (рис. 1). Многолетний опыт ОАО "АМКОДОР" в разработке специальных машин для различных отраслей строительства, а также стремление быть на шаг впереди конкурентов и обеспечивать растущие потребности рынка в новых машинах, соответствующих изменившимся технологиям выполнения строительных работ, позволил создать шарнирно-сочлененный самосвал для решения самых сложных транспортных задач.

Наличие шарнира с двумя степенями свободы, соединяющего моторную и грузовую секции, делает машину обладателем целого комплекса важнейших эксплуатационных свойств, предопределяющих высокую эффективность ее использования на многих транспортных и рабочих режимах. АМКОДОР

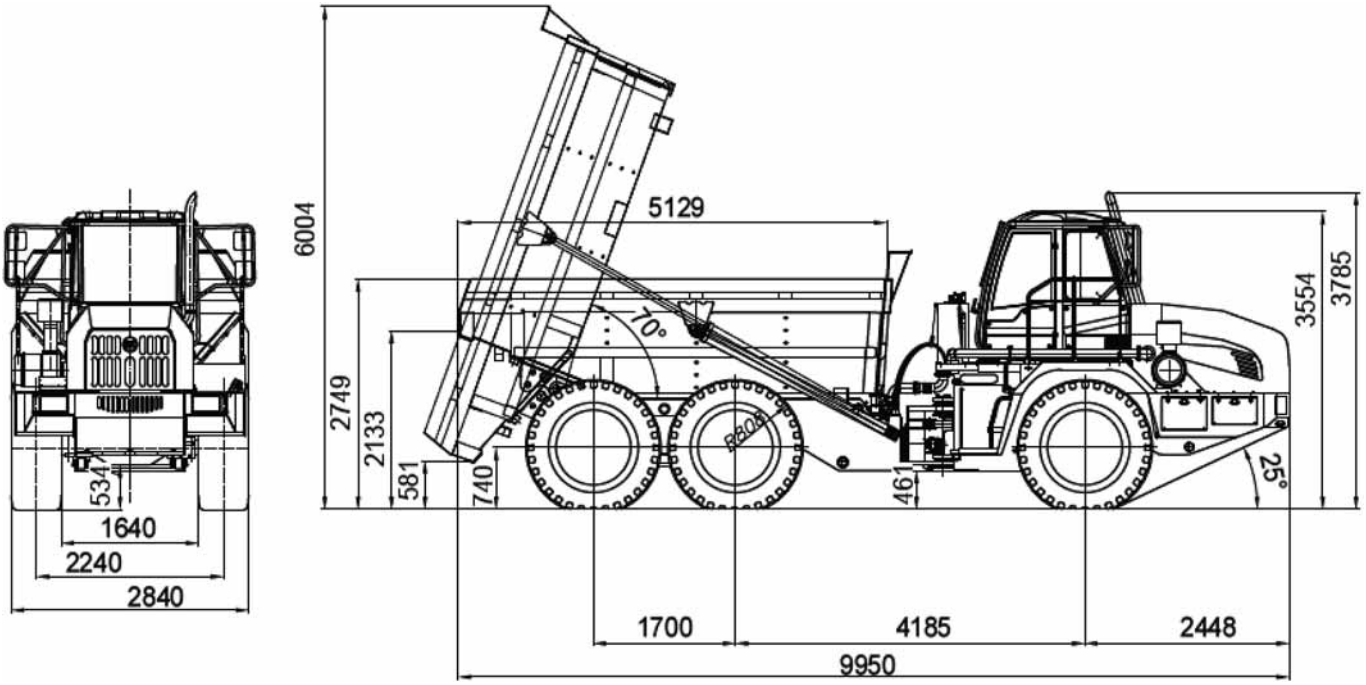


Рис. 1. Схема внедорожного шарнирно-сочлененного самосвала АМКОДОР

20232 не нужны дороги, он легко может справиться с крутыми подъемами и спусками, а значит, расстояние между местом погрузки и разгрузки всегда будет наиболее коротким. Это экономит время и сокращает эксплуатационные расходы. АМКОДОР 20232 способен одинаково успешно работать в самых сложных дорожных и погодных условиях, что обеспечивает минимальную себестоимость перевозки груза. Следует отметить, что АМКОДОР 20232 предназначен для использования в различных отраслях строительства, в том числе на перевозке грузов в труднодоступных местах, при добыче полезных ископаемых и строительных

материалов открытым способом. Он может с успехом применяться как на отсыпке грунта при строительстве дорог, так и на отсыпке пустой породы в отвалы при вскрышных работах. Используя базовое шасси АМКОДОР 20232 при условии оснащения его дополнительным оборудованием, можно создать транспортное средство, предназначенное для перевозки в условиях бездорожья и сложного рельефа местности таких грузов, как контейнеры, длинномерные грузы (трубы на строительстве трубопроводов различного назначения), хлысты и сортименты на лесозаготовках.

Результаты испытаний внедорожного шарнирно-сочлененного самосвала АМКОДОР 20232, проведенных в условиях карьера, показали, что для него не существует непреодолимых препятствий. На плечах перевозок от 100 м до 1,5—2,5 км сочлененный самосвал позволял сократить время цикла по сравнению с традиционными самосвалами (МАЗ, МЗКТ, МоАЗ) в 2—3 раза, реальная скорость проведения погрузочно-разгрузочных работ повышалась почти втрое, динамика передвижения по карьеру повышалась в — 1,5—2 раза, особенно при движении по размытому грунту. АМКОДОР 20232 значительно повышал производительность особенно в сложных условиях на малых по протяженности плечах откатки.

Концепция, положенная в основу при создании внедорожного шарнирно-сочлененного самосвала

АМКОДОР 20232, предопределила ряд принципиальных конструктивных решений.

Передний модуль самосвала, на котором смонтирован двигатель, имеет одноосное исполнение, а задний грузовой модуль — двухосное. В конструкции самосвала применяется колесная схема с тремя ведущими мостами (колесная формула 6 × 6).

В качестве энергетической установки применяются низкоэмиссионные дизели Deutz или Cummins — высокоэффективные двигатели с турбонаддувом, промежуточным охладителем и системой электронного управления непосредственным впрыском. Двигатели способны развивать высокий крутящий момент на малых оборотах, что повышает ходовые качества и способствует сокращению объема вредных выбросов (двигатель соответствует всем действующим экологическим стандартам). Вентилятор, охлаждающий блок радиаторов, имеет гидростатический привод и способен вращаться с переменной скоростью. Кроме того, он включается только при необходимости, поэтому дополнительное потребление энергии двигателя сведено к минимуму.

Сердцем трансмиссии самосвала АМКОДОР 20232 является гидромеханическая коробка передач производства ZF с блокируемым гидротрансформатором и автоматическим управлением. Она позволяет самосвалу работать с максимальной отдачей. Переключение скоростей всегда происходит в нужный момент и не приводит к потере тягового усилия. Трансмиссия обеспечивает самосвалу высокую среднюю скорость движения на грунтовых дорогах и непревзойденную маневренность на сильно пересеченной местности.

В конструкции трансмиссии самосвала АМКОДОР 20232 применяются ведущие мосты производства NAF. Все они оснащены планетарными колесными редукторами и механизмами блокировки дифференциалов. Механизм блокировки межосевого дифференциала позволяет одновременно блокировать все три моста и изменять распределение крутящего момента между осями. Механизмы блокировки межколесных дифференциалов обеспечивают блокировку всех шести полуосей. Это позволяет достигать оптимальных тяговых усилий на колесах в самых сложных условиях бездорожья. Возможность отключения блокировки дифференциалов на дорогах с удовлетворительным покрытием позволяет экономить топливо и снижает износ шин. Механизмы блокировки осевых дифференциалов могут действовать совместно с механизмом блокировки межосевого дифференциала. Управление блокировками осуществляется водителем в зависимости от дорожных условий и характера местности.

Тормозная система самосвала АМКОДОР 20232 чисто гидравлическая, оснащена дисковыми тормозами мокрого типа на всех колесах. Применение такой тормозной системы гарантирует ее высокую долговечность и эффективность торможения.

Гидравлическая система управления поворотом позволяет точно и плавно управлять поворотом шарнирно-сочлененной рамы, тем самым достигается высокая маневренность машины. Угол складывания секций рамы составляет 40° (в каждую сторону), это позволяет водителю осуществлять поворот и маневрирование передним модулем в тяжелых дорожных условиях, добиваясь высокой проходимости.

Механизм сочленения передней и задней секций рамы представляет собой узел с двумя степенями свободы (вертикальным и горизонтальным шарнирами). Вертикальный шарнир позволяет поворачиваться передней секции рамы относительно задней, обеспечивая изменение направления движения машины — идеальное решение при работе в условиях, где требуется повышенная проходимость. Горизонтальный шарнир позволяет задней секции рамы поворачиваться вокруг продольной оси машины, при этом полностью снимается проблема воздействия нагрузок, скручивающих раму классического самосвала, и обеспечивается постоянный контакт колес с грунтом при прохождении препятствий.

Получение высоких показателей плавности хода у шарнирно-сочлененного самосвала, двигающегося по пересеченной местности с высокими средними скоростями, в основном зависит от того, насколько правильно подобраны параметры подвески колес обеих секций. На шарнирно-сочлененных самосвалах с колесной формулой 6 × 4 и 6 × 6 широкое распространение получили:

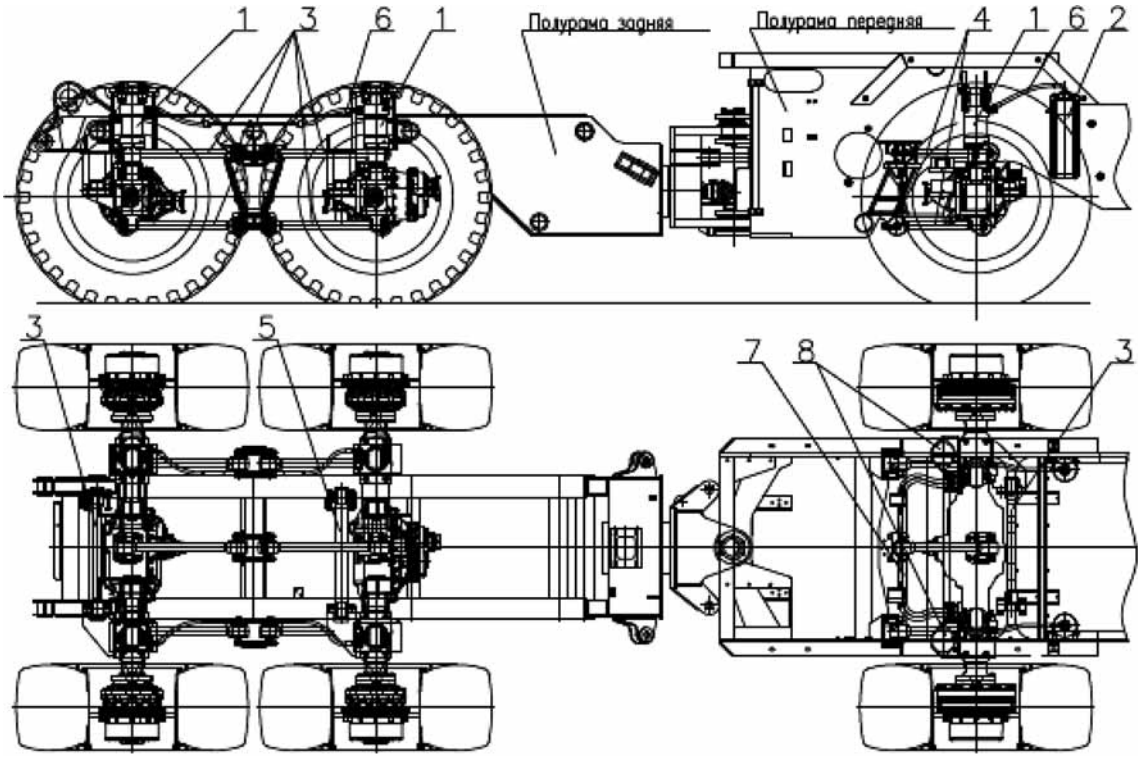


Рис. 2. Подвеска переднего и задних мостов внедорожного шарнирно-сочлененного самосвала АМКОДОР 20232 с применением гидравлических цилиндров.

1 — цилиндр гидравлический; 2 — пневмогидроаккумулятор; 3, 4, 5 — продольные и поперечные тяги; 6 — рукав высокого давления (РВД); 7 — вал стабилизатора поперечной устойчивости; 8 — амортизаторы

— зависимая передняя подвеска, в качестве упругих элементов которой применяются рессоры, резиновые или гидропневматические элементы;

— рычажно-балансирная задняя подвеска, в которой для передачи реактивных и тормозных сил используются реактивные штанги.

Передняя подвеска внедорожного шарнирно-сочлененного самосвала АМКОДОР 20232 сделана зависимой. Конструкция передней подвески допускает качание колес моста в вертикальной плоскости в пределах ±6°, благодаря чему снижаются динамические нагрузки на переднюю секцию рамы при прохождении мелких и средних неровностей.

Проектирование задней подвески самосвала АМКОДОР 20232 велось по двум направлениям.

Первое — классическая рычажно-балансирная подвеска с балансирными рычагами и продольными направляющими тягами. Оси балансирных рычагов установлены на лонжеронах задней полурамы. Концы балансирных рычагов соединены с картерами ведущих мостов посредством резинометаллических упругих элементов и передают тяговые силы на раму. Моменты — реактивный и тормозной — передаются на раму посредством реактивных штанг, соединенных при помощи резинометаллических шарниров с каждым из ведущих мостов и поперечиной рамы. Такая конструкция позволяет равномерно распределить нагрузку между мостами в тележке. Кроме того, она обеспечивает не только высокую приспосабливаемость машины к неровностям рельефа, но и ее высокую устойчивость, а также стабильное удержание груза в кузове.

Второе — гидробалансирная подвеска с гидравлическими цилиндрами и продольными направляющими тягами.

На рис. 2 показана подвеска переднего и задних мостов внедорожного шарнирно-сочлененного самосвала АМКОДОР 20232 с применением гидравлических цилиндров.

Передняя подвеска состоит из двух гидравлических цилиндров 1, каждый из которых соединяется при помощи РВД 6 с пневмогидроаккумулятором 2, двух гидравлических амортизаторов 8, трех продольных тяг 4, одной поперечной тяги 3 (тяга Панара)

и стабилизатора поперечной устойчивости 7. На балке моста установлены резиновые буферы.

При движении самосвала тяги воспринимают продольные и поперечные нагрузки, передающиеся от переднего моста на раму. Гидравлические цилиндры подвески воспринимают вертикальные нагрузки и выполняют функции как упругих элементов, так и амортизаторов. Для увеличения жесткости подвески дополнительно к гидравлическим цилиндрам установлены два гидравлических амортизатора (по одному с каждой стороны). Стабилизатор поперечной — устойчивости служит для снижения величин крена и повышения устойчивости самосвала на поворотах.

Вал стабилизатора представляет собой П-образный стержень круглого сечения. Загнутые концы вала стабилизатора соединены с кронштейнами, установленными на переднем мосту, а центральная часть через проушины соединяется с кронштейнами на поперечной балке передней полурамы.

Резиновые буферы исключают возможность жесткого удара картера переднего моста о раму в случае неисправности цилиндров подвески.

Гидравлические цилиндры соединены с кронштейнами рамы и переднего моста при помощи шарнирных подшипников, обеспечивающих необходимую подвижность соединений. Тяги соединены с кронштейнами рамы и переднего моста при помощи резинометаллических шарниров и не требуют обслуживания.

Задняя подвеска зависимая, гидробалансирная. Она состоит из четырех гидравлических цилиндров 1, воспринимающих вертикальные нагрузки и выполняющих функции как упругих элементов, так и амортизаторов. Гидравлические цилиндры каждого борта соединены друг с другом при помощи РВД 6, которые подсоединяются к вентилям цилиндров. Наличие вентиля позволяет при необходимости перекрывать балансирную связь между гидравлическими цилиндрами. На каждом гидравлическом цилиндре имеется зарядный клапан, через который во внутреннюю полость цилиндра может подаваться жидкость и стравливаться воздух. Таким образом, гидравлическая связь двух цилиндров одного борта позволяет исключить установку уравнительных рычагов и упростить конструкцию задней тележки. Каждый мост соединен с рамой тремя продольными и одной поперечной тягами (3, 5), которые при движении самосвала воспринимают продольные и поперечные усилия, передающиеся от моста на раму.

Продольные и поперечные тяги 3, 4, и 5 соединены с кронштейнами рамы и моста при помощи резинометаллических шарниров и не требуют обслуживания.

Гидравлические цилиндры передней и задней подвески одинаковы по устройству и представляют собой систему двустороннего действия. Они уменьшают амплитуду колебаний подвески как в такте сжатия, так и в такте отбоя, обеспечивая постоянный контакт колеса с дорогой. Достигается это за счет того, что масло, перемещаясь из одной части цилиндра в другую через клапана с калиброванными отверстиями, которые обеспечивают необходимое сопротивление его перетеканию, способствуют гашению колебаний. Состоит гидравлический цилиндр из непосредственно рабочего цилиндра, штока с поршнем, компенсационной камеры, направляющей втулки и рабочей жидкости — масла. Компенсационная камера, за счет сжатия в ней небольшого объема газа, обеспечивает демпфирование резких перемещений поршня, возникающих при ударных нагрузках в подвеске.

Для определения предпочтительного варианта конструкции задней подвески были проведены сравнительные испытания двух внедорожных шарнирно-сочлененных самосвалов АМКОДОР 20232 с различными типами задней подвески (классической рычажно-балансирной и гидробалансирной) в реальных условиях эксплуатации. Они показали, что применение гидробалансирной подвески мостов в задней тележке позволяет упростить ее конструкцию, однако наряду с этим выявился ряд недостатков подвески такого типа. К ним относятся:

— плохая теплоотдача. Во время длительной езды, из-за плохих условий охлаждения, масло в гидравлических цилиндрах перегревается, тем самым, теряя вязкость, а значит, снижается и эффективность работы цилиндров. При этом при движении по бездорожью даже на небольшой скорости кузов самосвала начинает немного раскачиваться;

— возможность вспенивания масла при быстрой езде по плохим дорогам. Это происходит за счет того, что при частом и резком перемещении поршня на его рабочей поверхности создается напряженное поле, которое способствует образованию кавитационных пузырьков и может стать причиной вспенивания масла. В таком случае масло, смешиваясь с воздухом, превращается в эмульсию, что приводит к снижению вязкости масла, вследствие чего гидравлический цилиндр теряет также эффективность.

В связи с этим предпочтение было отдано классической рычажно-балансирной подвеске мостов.

На самосвале установлен кузов симметричной конструкции, который изготовлен из листовой стали повышенной твердости и устойчивости к истиранию, что дает возможность обходиться без применения противоизносных пластин (футеровки). Оптимальный размер кузова позволяет загружать в него как сыпучие материалы, так и кусковые породы, а разгрузку производить как под откос насыпи, так и в бункер. Угол подъема кузова составляет 70°. Подъем кузова осуществляется двумя одноступенчатыми цилиндрами двойного действия, приводимыми в действие чувствительной к нагрузке гидравлической системой.

Предусмотрен подогрев кузова отработавшими газами. Этим гарантированно предотвращается возможность примерзания перевозимого материала к его стенкам при отрицательных температурах.

Самосвал оснащен широкопрофильными шинами радиального типа, с вездеходным рисунком протектора.

Значительное внимание уделено созданию комфортных условий труда для водителя. Кабина шарнирно-сочлененного самосвала АМКОДОР 20232 максимально комфортна. В ней созданы все условия для безопасной и эффективной работы. Кабина спроектирована в соответствии со стандартами ROPS/FOPS и современными требованиями эргономики, что позволило создать для водителя по-настоящему комфортные условия. Прекрасный обзор, широкий дверной проем без порога, удобное сиденье, расположенное над центральной частью переднего моста, позволяют водителю работать с полной отдачей на протяжении всей смены.

Все элементы кабины — удобно расположенные органы управления, система кондиционирования воздуха, регулируемое сиденье водителя с ремнем безопасности и руль с возможностью регулировки — призваны уменьшить утомляемость водителя и повысить безопасность работы. Надежные уплотнители двери и боковых окон гарантируют чистоту воздуха в кабине.

Большое внимание уделено вопросам снижения трудоемкости и облегчения доступа к узлам, требующим технического обслуживания. Количество точек обслуживания сокращено до минимума, а сами сервисные операции просты, что позволяет уменьшить простои. Легкий доступ ко всем системам двигателя и коробки передач обеспечивают поднимающийся вперед на 90° капот и откидывающаяся в сторону кабина. Для большей безопасности и максимального облегчения доступа к точкам обслуживания предусмотрена возможность выполнения большинства сервисных операций, стоя на земле или — реже — на устойчивых, широких, удобно расположенных платформах. Поручни, расположенные вдоль кабины, а также широкие проходы и ступени с антифрикционным покрытием, позволяют безопасно перемещаться по машине при проведении технического обслуживания.

Грузоподъемность (вместимость кузова с шапкой по SAE 2:1

Грузоподъемность, кг	24 000

Двигатель

Модель	Cummins QSC8.3-C260
Тип	6-цилиндровый, рядный, 4-тактный дизель с турбонаддувом, непосредственным впрыском, жидкостным охлаждением, ОНВ и электростартерным запуском
Мощность эксплуатационная, кВт (л.с.)	190 (258) при 2200 об/мин
Наличие устройства для пуска дизеля при отрицательных (до минус 30 °С) температурах	Имеется

Силовая передача

Тип	Гидромеханическая
Количество передач, вперед/назад	6/3
Модель	6WG-210
Скорость передвижения, вперед/назад, км/ч: 1-я 2-я 3-я 4-я 5-я 6-я	 5,3/5,7 8,5/14,2 14/26 21,3/— 32,5/— 49,5/—
Тип гидротрансформатора	Одноступенчатый, комплексный, четырехколесный
Давление в главной магистрали, МПа (кгс/см^2)	1,6 + 2,5 (16 + 25)
Давление в магистрали гидротрансформатора, МПа (кгс/см^2)	0,43 + 0,3 (4,3 + 3)
Компоновка мостов и передаточное число: передний мост АМК-04 (NAF) задний проходной мост АМК-05 (NAF) задний мост АМК-06 (NAF)	Главная передача и дифференциал в центральном редукторе, конечная планетарная передача и многодисковый тормоз в колесном редукторе. Передаточное число — 22,12 (3,87×5,71)
Дифференциал	Конический с четырьмя сателлитами с принудительной блокировкой посредством фрикционной муфты
Шины	23,5 R25 (нс 24)
Давление в шинах, передний мост/задний мост, МПа (кгс/см^2)	0,33 ± 0,025 (3,3 ± 0,25)/0,45 ± 0,025 (4,5 ± 0,25)
Размер обода	19,5—25/2,5

Рулевое управление

Система поворота	Шарнирно-сочлененная рама
Привод	Гидравлический с гидравлической обратной связью и аварийным насосом с приводом от ведущих колес
Угол складывания шарнирно-сочлененной рамы относительно продольной оси машины	±40

Тормозная система

Рабочая тормозная система	Многодисковые тормозные механизмы в "масле" в ступицах колес с раздельным гидравлическим приводом по мостам. Двухконтурная гидравлическая с пневмогидроаккумуляторами
Стояночная и аварийная тормозные системы	Однодисковый сухой тормозной механизм с пружинным сжатием и гидравлическим растормаживанием
Давление в гидросистеме тормозов, МПа (кгс/см^2): зарядки пневмогидроаккумулятора в рабочей тормозной системе в стояночной тормозной системе	 13 ± 0,5 (130 ± 5) 0—4,5+ 0,5 (0—45+ 5) 6 +1 (60 + 10 – 0,5 –5)

Электросистема

Напряжение номинальное	24 В
Тип электрооборудования	Однопроводная электросистема, минусовые клеммы соединены с рамой ("массой") машины

Гидросистема

Тип	Объединенная для рабочего оборудования и рулевого управления, однонасосная с приоритетным клапаном для рулевого управления и аварийным насосом рулевого управления
Тип гидрораспределителя	1-секционный с прямым гидравлическим управлением
Количество насосов	1
Давление настройки предохранительных клапанов, МПа (кгс/см^2): рабочее оборудование (в гидрораспределителе) насос рулевого управления	 24-1 (240-10) 18,0-1 (180-10)

Кузов

Объем кузова геометрический, м^3	11,4
Объем кузова с шапкой 2:1, м^3	14,6
Угол подъема кузова, град	70

Заправочные емкости

Топливный бак, л	310
Гидравлический бак, л	160

Кабина

Общая конструкция	Неразъемная кабина
ROPS/FOPS	Встроенный в кабину
Отопитель/обдув стекол	С фильтром забортного воздуха, вентилятором, обеспечивающим наддув кабины, дефлекторами вентиляции и отдельными отверстиями для размораживания стекол окон.
Сиденье водителя	Регулируемое сиденье с ремнем безопасности и негорючей обивкой
Сиденье инструктора	Стандартное сиденье, со спинкой и ремнем безопасности

Весовые характеристики

Конструктивная масса, кг	21 000
Эксплуатационная масса, кг	21 800
Полная масса, кг	46 800

Занимая одно из ведущих мест на территории СНГ в области разработки и производства внедорожных шарнирно-сочлененных самосвалов ОАО, Амкодор не собирается останавливаться на одной выпускаемой в настоящее время модели самосвала. В целях расширения линейки сочлененных самосвалов сейчас разрабатывается новая модель внедорожного шарнирно-сочлененного самосвала грузоподъемностью 40 т.

Стандартная комплектация

Обеспечение безопасности
Кабина с защитой по ROPS/FOPS
Фрикционное покрытие на ступеньках и крыльях
Огни аварийной сигнализации
Поручни на крыльях
Звуковой сигнал
Защитная решетка заднего окна
Зеркала заднего вида
Ремень безопасности
Аварийное рулевое управление
Замок шарнира рамы
Очистители стекол с прерывистым режимом работы
Омыватели стекол

Комфорт
Рулевая колонка с регулировкой
Отопитель кабины с фильтрацией забортного воздуха и размораживателем стекол окон
Регулируемое сиденье водителя
Сиденье инструктора со спинкой и ремнем безопасности
Багажный ящик
Солнечный козырек переднего окна

Двигатель
Непосредственный впрыск,
Электронное управление
Воздухо-воздушный промежуточный охладитель
Пусковой подогреватель для облегчения холодного пуска
Турбокомпрессор

Электрооборудование
Генератор
Выключатель батареи

Светотехника
Передние фары, ближний и дальний свет
Стояночные огни
Указатели поворота
Задние габаритные огни
Фонари заднего хода
Стоп сигналы
Освещение салона
Подсветка приборов
Подсветка панелей управления

Средства информирования оператора
Приборы:
- спидометр
- указатель давления в тормозах
- указатель уровня топлива
- указатель температуры масла в трансмиссии

Подсветка всех переключателей
Единый блок контрольных ламп для удобства контроля
Центральная система предупреждения (3 уровня) для критичных функций
- счетчик моточасов
- информация о работе машины
- режим работы привода
- уровни жидкостей
- температуры жидкостей
- давления
- диагностика неисправностей

Силовая передача
Автоматическая трансмиссия с электронным управлением
Гидротрансформатор с автоматической блокирующей муфтой
100%-ная блокировка продольного (межосевого) дифференциала
100% блокировки колесных дифференциалов на всех мостах

Тормозная система
Полностью гидравлические дисковые тормоза мокрого типа
Двухконтурная тормозная система
Стояночный тормоз на валу моста

Кузов
Кузов, приспособленный для обогрева выхлопными газами

Шины
23.5 R25

Прочее
Инструментальный ящик

УДК 519.7

В. А. Зорин, д-р техн. наук, **Н. И. Баурова**, д-р техн. наук, МАДИ
E-mail: madi-dm@list.ru

КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА РЕМОНТА ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН, ВОССТАНОВЛЕННЫХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В статье рассматриваются способы контроля качества соединений, восстановленных с использованием полимерных материалов. Показано, что при ремонте с использованием клеев, допущенные на одной операции ошибки не могут быть устранены на последующих, поэтому большое внимание необходимо уделять межоперационному контролю качества.

Ключевые слова: *контроль качества, полимерные материалы, показатели качества клеев, ремонт машин, технологический процесс.*

Несомненно, проблема обеспечения качества различных методов ремонта неразрывно связана с качеством используемых материалов и технологий. Вопросам обеспечения качества материалов уделяется очень большое внимание, и в технической литературе для каждого типа материалов существуют свои показатели качества и ГОСТированные методики их определения. В то же время, вопросы качества технологий, практически нигде не рассматриваются.

В отличие от традиционных методов, например механической обработки, где нарушение показателей качества поверхности может быть достигнуто на последующих операциях, в технологическом процессе ремонта с использованием полимерных материалов ошибки, допущенные на одной операции, не могут быть устранены на последующих. Например, если при приготовлении полимера была нарушена рецептура (концентрация компонентов), то она никак не может быть, даже и частично, компенсирована на всех последующих технологических операциях.

Вопросы обеспечения заданного уровня надежности являются важнейшими для всех машин, и поэтому при разработке новых технологий необходимо определить для каждой конкретной технологической операции все возможные причины отклонения показателей качества от заданного уровня.

Традиционно технологический процесс ремонта машин с использованием полимерных материалов состоит из следующих операций: подготовка поверхности деталей подлежащих восстановлению; выбор ремонтного материала; приготовление полимерного материала; нанесение полимерного материала; монтаж соединения; отверждение полимерного материала; контроль качества ремонта.

Для достижения высоких прочностных характеристик необходимо на каждом этапе осуществлять межоперационный контроль качества.

Очень большое влияние на долговечность деталей машин и оборудования, восстановленных с использованием наполненных полимерных материалов, оказывает качество подготовки поверхности перед нанесением полимера. Нарушение технологии на данном этапе способно свести на нет все усилия по внедрению в ремонтное производство самых современных и инновационных материалов. При ремонте машин и оборудования степень очистки металлических поверхностей наиболее удобно проверять методом "на растекание водой". При нанесении небольшого количества воды на очищенную поверхность она должна растекаться сплошной тонкой пленкой. Если вода собирается в отдельные капельки, это означает, что на поверхности присутствуют следы масел, смазок, топлива или других агрессивных сред. Данный метод является достаточно простым, не требует наличия специального оборудования, но в то же время позволяет быстро и с достаточной степенью надежности осуществлять контроль качества подготовки поверхности.

Качество деталей, восстановленных с использованием полимерных материалов, существенным образом зависит от промежутка времени между окончанием процесса подготовки поверхностей и нанесением слоя полимерного материала. Для разных металлов и сплавов этот промежуток времени существенно различен [1]. В данном случае время между этими операциями не должно превышать 12 часов.

Ошибки в технологии могут иметь место и на заключительных операциях, например, неравномерно приложенное давление по периметру клеевого шва. При превышении давления выше допустимых значений в клеевом шве возникают высокие остаточные напряжения, которые вызывают уменьшение долговечности склеенной конструкции. Такое соединение будет иметь существенно меньшую прочность и, соответственно, низкое качество ремонта. Кроме того, при неравномерном приложении давления в одной части конструкции произойдет частичное выдавливание клея, а в другой, наоборот, его избыток (чем ниже вязкость клея, тем сильнее изменяется толщина клеевого шва при нарушении приложенного давления). При ремонте машин и оборудования толщину клеевого шва наиболее удобно контролировать с использованием проволоки, диаметр которой равен заданной толщине клеевого шва.

При восстановлении изделий с использованием полимерных материалов важно контролировать все временные этапы технологического процесса, так как даже незначительное нарушение временных рамок существенным образом снижает прочность восстановленного соединения.

Также большое влияние на технологию оказывают не только те или иные конкретные технологические операции, но и условия, в которых хранятся компоненты полимерных материалов (связующее, отвердитель и наполнитель). Для обеспечения сохранности свойств компонентов, входящих в состав ремонтных материалов, их следует хранить в герметично закрытой таре, в прохладных помещениях при температуре не выше 23 °С. Некоторые компоненты ремонтных материалов допускается хранить при пониженной температуре, но в этом случае перед применением их необходимо некоторое время выдержать в теплом помещении, чтобы их температура была такой же, как и у других компонентов системы (с которыми их будут смешивать). При хранении клеев, в состав которых входят растворители, и дисперсионных клеев происходит испарение растворителя. В результате этого в процессе хранения вязкость клея существенно увеличивается и при его нанесении невозможно обеспечить необходимое смачивание поверхности и заданную толщину клеевого шва. Значит, непосредственно перед проведением ремонтных работ необходимо добавить в клей соответствующее количество растворителя.

Таким образом, независимо от назначения технологического процесса в нем нет более или менее важных операций, и все они оказывают самое непосредственное влияние на качество.

Проводить контроль качества соединений, восстановленных с использованием полимерных материалов, гораздо сложнее, чем при использовании традиционных методов ремонта (например, сварки, где многие дефекты заметны невооруженным глазом). Поэтому при использовании полимерных материалов необходимо уделять повышенное внимание межоперационному контролю качества. В таблице приведен анализ возможных технологических нарушений на всех этапах технологического процесса ремонта и их последствия.

Наиболее часто выходной контроль качества деталей машин и оборудования, восстановленных с использованием полимерных материалов, осуществляется визуально. При визуальном контроле качества клеевых соединений следует обращать внимание на сплошность и толщину полимера, выдавленного из клеевого шва. Для контроля особо ответственных узлов следует использовать специальные дефектоскопы (импульсные ультразвуковые эхо-дефектоскопы).

Возможные причины снижения прочности восстановленных деталей

№ п/п	Операция ТП	Возможные нарушения ТП	Последствия нарушения ТП
0	Хранение компонентов полимерных материалов	Хранение клея в негерметичной таре	Из клея испаряется растворитель, вязкость состава увеличивается, нарушается смачиваемость поверхности и клей невозможно нанести на восстанавливаемую поверхность слоем заданной толщины
		Хранение наполнителя в негерметичной упаковке и в помещении с повышенной влажностью воздуха	Наполнитель абсорбирует влагу, в результате при приготовлении материала его сложно равномерно распределить в связующем

Продолжение таблицы

№ п/п	Операция ТП	Возможные нарушения ТП	Последствия нарушения ТП
		Нарушение температурных режимов хранения компонентов	При температуре, ниже допустимой, наполнитель абсорбирует влагу, в результате его сложно равномерно распределить в связующем. При температуре, выше допустимой, происходит слипание частиц наполнителя, в результате он комкуется
1	Подготовка поверхности, подлежащей восстановлению	Плохое качество очистки поверхности	Образование непроклеев. Низкая адгезионная прочность между деталью и ПМ
2	Выбор материала (связующего, отвердителя и наполнителя)	Выбранные материалы не соответствуют условиям эксплуатации детали, подлежащей восстановлению.	Низкая долговечность ремонта
3	Приготовление ПМ	Нарушение точности дозировки компонентов	Нарушение режимов отверждения клея (при нарушении концентрации отвердителя). Увеличение вязкости (при передозировке наполнителя) или наоборот уменьшение вязкости (при дефиците наполнителя)
		Неравномерное перемешивание компонентов	Агломерация частиц наполнителя. Пористый клеевой шов (с большим количеством воздушных пузырьков)
4	Нанесение ПМ	Отклонение от требуемой толщины слоя ПМ	Неравномерный клеевой шов. Низкая адгезионная прочность между деталью и ПМ
5	Монтаж конструкции	Избыточное давление	Выдавливание ПМ и образование непроклеев и "голодного" клеевого шва.
		Недостаточное давление	Низкая адгезионная прочность между деталью и ПМ
		Неравномерное давление	Перекос деталей. Формирование неравномерного клеевого шва. Прочность восстановленной конструкции неодинакова на протяжении клеевого шва
6	Отверждение ПМ	Неполное отверждение, связанное с нарушением внешних условий.	Низкая адгезионная прочность между деталью и ПМ
		Страгивание поверхностей до полного отверждения клея	Полная потеря прочности

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Баженов С. Л., Берлин А. А., Кульков А. А., Ошмян В. Г.** Полимерные композиционные материалы: — Долгопрудный: Издательский Дом "Интеллект", 2010. 352 с.
2. **Зорин В. А., Баурова Н. И.** Моделирование свойств ремонтных материалов при длительном воздействии эксплуатационных факторов. "Механизация строительства", № 1, 2012. С. 15—17.
3. **Зорин В. А., Баурова Н. И., Шакурова А. М.** Управление микроструктурой и свойствами наполненных полимерных композиций. "Клеи. Герметики. Технологии", № 8, 2012. С. 30—34.
4. **Малышева Г. В.** Проблемы обеспечения надежности машин с клеевыми соединениями // Клеи. Герметики. Технологии. 2005. № 8. С. 28—34.
5. **Петрова Л. Г., Чудина О. В.** Применение методологии управления структурообразованием для разработки упрочняющих технологий. Металловедение и термическая обработка металлов. № 5. 2010. С. 31—41.

УДК 534.282. 629.113

И. Ф. Дьяков, д-р техн. наук, Ульяновский государственный технический университет
E-mail: i.dyakov@ulstu.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИСТЕРЕЗИСНЫХ СВОЙСТВ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Изложены результаты гистерезисных свойств тягово-сцепных устройств тягача с использованием демпфирующих элементов из пенополиуретана. Приведены графические гистерезисные характеристики и переходные процессы демпфирующих элементов. Показателем качества тягово-сцепного устройства использован логарифмический декремент затухания колебаний, а функция долговечности связана с энергозатратами, выраженными через площадь петли гистерезиса с учетом количества циклов нагружения.

Ключевые слова: *математическая модель, транспортное средство, декремент затухания колебаний, внутреннее трение, накопление усталостных повреждений, коэффициент демпфирования.*

Введение. Исследованию и учету гистерезисных свойств тягово-сцепных устройств грузовых автомобилей, тягачей и других транспортных средств, используемых прицепами или полуприцепами (рис. 1), при расчете горизонтальных колебаний посвящен ряд работ [1...3]. Однако применявшиеся при этом математические модели петли гистерезиса тягово-сцепного устройства (ТСУ) не отражали действительного закона изменения реакции материала от количества циклов нагружения и разгружения, вызываемого неравномерностью тяговой силы, скорости движения и торможения. При описании гистерезисных характеристик ТСУ применялись линейные модели вида:

$$N = kx + hx, \qquad (1)$$

где N — сила тяги тягача; k — жесткость элементов ТСУ; x — деформация упруго-демпфирующих элементов; h — коэффициент демпфирования.

Жесткость определялась по усредненному наклону кривой, получаемой при усреднении петли гистерезиса, коэффициент демпфирования подбирался так, чтобы в модели движения автопоезда затухание происходило примерно так же, как и в экспериментах.

Рис. 1. Метод нагружения транспортного средства

В работах [2, 3] математическая модель дополнялась еще одним членом $T_0 \mathrm{sign}\dot{x}$ описывающим идеально сухое или вязкое трение:

$$N = N_y(x) + T_0 \mathrm{sign}\dot{x}, \qquad (2)$$

где $N_y(x)$ — однозначная нелинейная упругая характеристика ТСУ (получается при усреднении гистерезисной петли); T_0 — сила сухого трения шарнирного соединения.

Известно, что внутреннее трение между кристаллическими решетками, характеризующее свойство материала при деформировании рассеивать энергию, присуще всем материалам и зависит от многих факторов. Реальное гистерезисное поле ТСУ описывается более сложной моделью по сравнению с моделями (1) и (2).

Дорожные условия определяют как случайное изменение нагрузочных режимов движения, переключение передач, торможение, разгон. Поскольку движение тягача осуществляется в неодинаковых дорожных условиях, то и нагрузочные режимы будут различны. Такому циклическому нагружению подвержены все элементы рамы тягача, образуя тем самым площадь петли гистерезиса. Их величина за цикл нагружения—разгружения элементов рамы и ТСУ в процессе колебании является чувствительным показателем внутренних изменений в материале и позволяет выявить особенности усталости. В статье [4] показана гистерезисная характеристика ТСУ, получаемая в режиме деформирования, соответствующего растяжению—сжатию элементов рамы и ТСУ автопоезда.

Исследование в области моделирования петли гистерезиса показало, что учет гистерезисных свойств механических характеристик ТСУ в форме линейной или нелинейной модели, даже при учете сухого трения, приводит к тому, что результаты расчетов колебательных систем не совпадают с экспериментальными данными не только в количественном, но и в качественном отношении.

Закономерности усталостных повреждений. Физика усталостного разрушения сложных деталей при циклическом нагружении представляет собой весьма трудоемкий и не до конца изученный процесс, несмотря на то, что в этой области проведено множество как теоретических, так и экспериментальных исследований. Большинство деталей машин в процессе работы подвергается воздействию нагрузок, переменных во времени. Если уровень этих нагрузок превосходит определенный предел, то в материале начинается процесс постепенного накопления повреждений, приводящих к образованию субмикроскопических трещин, количество которых соответствует площади петли гистерезиса.

При накоплении усталостных повреждений линейная зависимость между напряжением и деформацией нарушается, и происходит раскрытие петли гистерезиса. Форма, наклон, число циклов и площадь петли гистерезиса — это характеристики, по которым можно судить о способности материала противостоять циклическому нагружению. Основным критерием оценки свойств материала является энергия, затрачиваемая на разрушение, которая связана с площадью петли гистерезиса и изменяется в зависимости от концентраторов напряжений, действующей нагрузки, количества циклов нагружения.

Анализ семейства гистерезисных кривых показал, что с достаточной для практического использования точностью каждую из этих кривых можно рассматривать как экспоненту, причем с увеличением количества циклов любая из кривых сдвигается вдоль оси Ox. В соответствии с общими положениями из теории дифференциальных уравнений и поведением гистерезисных характеристик, можно обозначить функцию кривой разгружения через $f_р(x_\varepsilon)$, кривой нагружения $f_р(x_\varepsilon)$, тогда гистерезисное поле ТСУ будет описываться соотношениями:

$$R_т = \begin{cases} f_н(x_\varepsilon) - e^{-b_н(x_\varepsilon - c_н)}, \ \dot{x} > 0; \\ f_р(x_\varepsilon) + e^{b_р(x_\varepsilon - c_р)}, \ \dot{x} < 0, \end{cases} \qquad (3)$$

где $R_т$ — реакция в тягово-сцепном устройстве от силы тяги; $b_н$, $b_р$ — коэффициенты крутизны кривых нагружения (разгружения), соответственно; $c_н$, $c_р$ — произвольные постоянные, характеризующие сдвиг переходных кривых относительно друг друга в каждом семействе вдоль оси Ox; $\dot{x}$ — скорость сдвига петли гистерезиса вдоль оси Ox.

В силу симметрии относительно начала координат гистерезисное поле при растяжении и сжатии будет описываться соотношениями

$$R_п = \begin{cases} -f_н(x) - e^{-b_н(x_\varepsilon - c_н)}, \ \dot{x} < 0; \\ -f_р(x) + e^{b_р(x_\varepsilon - c_р)}, \ \dot{x} > 0. \end{cases} \qquad (4)$$

С учетом зазора $x_з$ в сцепке ($x_з > 0$) гистерезисная характеристика ТСУ будет описываться математической моделью вида:

$$R_з = \begin{cases} F_т(x_\varepsilon) \text{ при } x_\varepsilon > x_з; \\ 0 \text{ при } -x_з \leqslant x_\varepsilon \leqslant x_з; \\ F_п(x_\varepsilon) \text{ при } x_\varepsilon < -x_з, \end{cases}$$

где x_ε — деформация упругого элемента с учетом зазора.

Продифференцировав функции (3) и (4) по t, получим скорость горизонтального виброудара при движении тягача с прицепом, влияющую на циклическую долговечность ТСУ. При этом стержень и замок ТСУ работают одновременно на растяжение, а демпфирующий элемент — на сжатие.

Для проведения расчетов на циклическую долговечность при переменных нагрузках, кроме характеристик сопротивления усталости металлов, представленных в виде кривых, необходимы данные о закономерностях накопления усталостных повреждений с увеличением числа циклов нагружения. Усталостное повреждение ν можно представить в виде функций от напряжений σ и от числа циклов $N_ц$ нагружения и разгружения. Кривые нагружения и разгружения образуют петлю гистерезиса, площадь которой характеризует скорость роста микротрещин, с увеличением которой до определенного предела происходит разрушение материала.

Функция долговечности, выраженная в энергозатратах в пределах рассеивания параметров деталей ТСУ, может быть реализована разложением в ряд Тейлора, являющийся важнейшим аппаратом приближенного представления функции $\nu(N_ц)$ и, отбрасывая малые члены, кроме первого и последующего, получим:

$$\nu(N_ц) = \frac{f'(N_ц)}{1!}(J(N_ц)_i - J(N_ц)_{i-1}) + \frac{f''(N_ц)}{2!}(J(N_ц)_{i+2} - J(N_ц)_{i-1})^2 + \ldots +,$$

где $f(A_г)$, $f'(A_г)$, $f''(A_г)$ — значения функций в зависимости от площади петли гистерезиса и количества циклов деформаций. С учетом ее производных при $(N_ц) = f(A_г)$ удобнее оперировать вероятностью неразрушения материала. Кривая вероятности неразрушения иногда является показателем плотности [3], чем она острее и выше, чем меньше среднее квадратическое отклонение. Вероятность неразрушения конструкции ТСУ можно представить в виде выражения:

$$P(N_ц) = e^{-\int_0^\infty \lambda d[J(N_ц)]} = e^{-\lambda J(N_ц)},$$

где λ — константа, характеризующая интенсивность появления в материале микрообъемов при изменении деформации; $J(N_ц)$ — значения энергозатрат от количества циклов нагружения.

Если $\lambda = 0, \ldots, 1$, то формула вероятности неразрушения материала упрощается в результате разложения в ряд и отбрасывания малых членов $P(N_ц) = 1 - \lambda J_j(N_ц)$. Плотность вероятности неразрушения выражают в виде: $f[P(N_ц)] = \int_0^\infty f[J_j dJ(N_ц)]$. Функция распределения — интеграл от плотности вероятности $P[J(N_ц)] = \int_0^\infty f\left(e^{\lambda J(N_ц)}\right) d\lambda$. При использовании $J_j(N_ц)$ можно воспользоваться выражением $J_j(N_ц) = (J_j(N_ц) - \bar{J}_{ср}(N_ц))/\sigma_{J(\Delta N_ц)}$, которое характеризует значение квантиля u_p, где $\sigma_{J(\Delta N_ц)}$ — среднеквадратическое отклонение энергозатрат при циклическом нагружении. Задаваясь значением вероятности неразрушения материала $p(J(N_ц)) = 0{,}95$ для деталей ТСУ, можно взять $u_p = 1{,}64$. Тогда выражение вероятности неразрушения материала $P[J(N_ц)] = 1 - [P(J(N_ц)/\sigma_{j(\Delta N_ц)})]$. Если результаты усталостных испытаний при циклическом нагружении и разгружении детали имеют распределение логарифмическое нормальное, то

$$P[J(N_ц)] = \lg P[J(N_ц)].$$

Зависимость вероятности появления микротрещин от $J_j(N_ц)$ называют функцией распределения долговечности (ФРД) детали. Эта функция — важнейшая характеристика надежности и долговечности детали. Она показывает медианный ресурс детали (соответствующий вероятности неразрушения, гамма-процентный ресурс, соответствующий вероятности безотказной работы $\gamma(\%)$ или вероятности появления трещин $100 - \gamma(\%)$ на поверхности детали). Такой метод оценки является необходимым, ибо он приводит к построению ФРД на той стадии проектирования и доводки опытного экземпляра сложной детали, когда можно сравнить различные конструктивно-технологические решения и находить оптимальные, обеспечивающие наибольшую надежность и долговечность при наименьшей металлоемкости.

Показателем качества ТСУ демпфирования может быть логарифмический декремент затухания горизонтальных колебаний. На рис. 2 показаны переходные процессы от единичного воздействия виброудара прицепа на тягач при торможении со стандартным и предлагаемым демпфером.

Так как разность между критическим напряжением и пределом выносливости есть величина постоянная (для черных металлов она равна 60, а для цветных — 70 МПа), то по известному параметру $2\lambda/E$, где E — модуль упругости материала, можно вычислить предел выносливости ТСУ. У ряда металлов на амплитудной зависимости был обнаружен максимум прироста внутреннего трения при напряжениях, соответствующих пределу усталости. Все это свидетельствует о широких перспективах исследования внутреннего трения материалов для изуче-

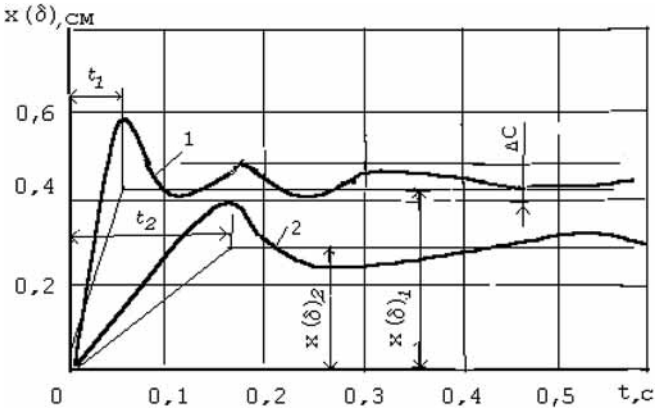


Рис. 2. Характеристики переходных процессов ТСУ:
1 — существующее; 2 — предлагаемое

ния усталостных явлений, возникающих при циклическом нагружении не только ТСУ, но других деталей транспортных средств.

Если напряженное состояние неоднородное, то в общем случае при действии нормальных напряжений осредненный по объему $V_м$ материала логарифмический декремент затухания колебаний, выраженный через амплитуду максимальных значений упругих энергозатрат, определяют по формуле

$$\delta(J(N_ц)_{max}) = \int_v \sigma^2 J(N_ц)_n dV_м / \int_v J(N_ц)_{n+1} dV_м, \quad (5)$$

где $J(N_ц)_n$ — амплитуда декремента от начальной n-го значения упругой деформации энергии за цикл при однородном напряженном состоянии.

В этом случае интеграл (5) не может быть представлен конечным числом элементарных функций, а формула приближенного решения достаточна сложна. Однако, если рассматривать отношение декрементов круглого или прямоугольного сечения стержня ТСУ при одинаковых максимальных напряжениях, то оно близко к единице. В случае однородного растяжения — сжатия, можно получить формулу логарифмического декремента затухания колебаний при чистом сдвиге:

$$\delta(N_ц) = 2\frac{2\lambda}{G} c_\varepsilon J(N_ц) k_ф(m)/m^2,$$

где c_ε — константа, характеризующая величину сопротивления деформированию одного микрообъема в состоянии пластичности; $k_ф(m)$ — коэффициент формы петли гистерезиса, который связывает энергию, рассеянную за цикл в единице объема материала; $m = \frac{2\lambda}{G}\sigma_р$; G, $\sigma_р$ — соответственно, модуль сдвига и напряжение при растяжении стержня ТСУ.

Принимая во внимание, что циклическое нагружение характеризуется интенсивностью появления микрообъемов λ, влияющих на величину площади петли гистерезиса (рис. 3), в расчетах часто используют коэффициент формы петли гистерезиса, который связывает энергию, рассеянную за цикл в единице объема материала, ширину петли и амплитуду напряжения и выражают его виде

$$\Delta J = k_ф A_г \mu_{(\sigma\Delta\varepsilon)} V_м, \quad (6)$$

где $k_ф$ — коэффициент формы петли гистерезиса; $A_г$ — площадь петли гистерезиса; $\mu_{\sigma\Delta\varepsilon}$ — масштабные коэффициенты по напряжению и деформации; $V_м$ — объем материала:

$$k_ф = \frac{2[(k+2)\exp(-k) + k - 2]}{k[1 - \exp(-0{,}5)]^2}.$$

Для рассматриваемой модели коэффициент $k_ф$ можно принять равным 1,33...1,38.

Результаты исследования ТСУ. Для снижения динамических нагрузок на раму 1 тягача от тягового крюка (рис. 4), который имеет рог 2, стержень 3 и замок 4 можно использовать новый амортизационно-поглощающий материал 5. В качестве такого материала может быть использован пенополиуретан, который служит демпфирующим элементом. Внутри корпуса 6 размещены упорные диски 7, а между ними — демпфирующий элемент 5. Стержень 3 крюка пропущен через соосные отверстия корпуса 6 и закреплен в нем гайкой 8. В зеве рога 2 установлена сцепная петля 9 с зазором $x_з$. Упорные диски 7 крепятся между элементом из пенополиуретана 5, тем самым обеспечивается демпфирование при нагружении и разгружении ТСУ.

Скорость воздействия виброудара на раму тягача становится более плавной с пенополиуретановым элементом, причем с большим поперечным сечением, рис. 5. Площадь поперечного сечения элемента вы-

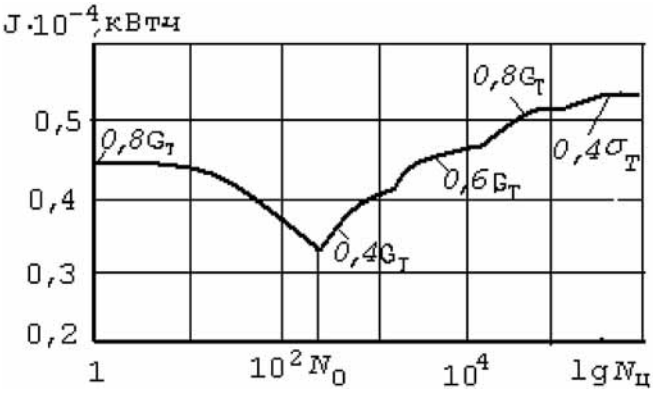


Рис. 3. Зависимость энергозатрат от числа циклов при различных режимах нагружения

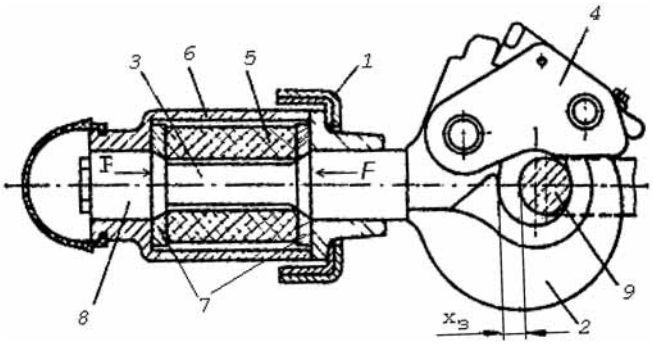


Рис. 4. Принципиальная схема тягово-сцепного устройства тягача

ражают $A = F/\sigma$, где F — горизонтальная сила, действующая на ТСУ; σ — расчетное статическое напряжение демпфера. Длину втулки демпфера можно определить по формуле:

$$l = \frac{E_д A}{C_ж},$$

где $E_д$ — динамический модуль упругости пенополиуретана; A — площадь поперечного сечения демпфера; $C_ж$ — жесткость демпфера в горизонтальном направлении.

Жесткость $C_ж$ демпфера в виде втулки при малых деформациях определяют по формуле:

$$C_ж = \pi l / \ln\frac{r_1}{r_2}(Ek + G),$$

где r_1, r_2 — наружный и внутренний радиусы втулки; G — модуль сдвига пенополиуретана; k — коэффициент формы $\left(k = 1 + 4{,}67\frac{r_2 l}{(2r_2 + l)s}\right)$, $s = r_1 - r_2$ — толщина втулки.

Напряженное состояние элементов ТСУ при осевом нагружении подсчитывают с учетом приведенной деформации $\varepsilon_{пр_о} = \frac{\varepsilon_{ст}\varepsilon_{дем}}{\varepsilon_{ст} + \varepsilon_{дем}}$, где $\varepsilon_{ст}$, $\varepsilon_{дем}$ — соответственно, деформации стержня и втулки.

При растяжении—сжатии элементов ТСУ логарифмический декремент затухания виброудара δ определяется через амплитуду приведенного циклического деформирования. При значительных амплитудах напряжений микропластическая деформация является доминирующей, так как макропластическая деформация происходит в локальных объемах и служит источником большого рассеяния энергии в материале. С увеличением объема пенополиуретана действующая нагрузка $F_т$ от прицепа на тягач передается более плавно.

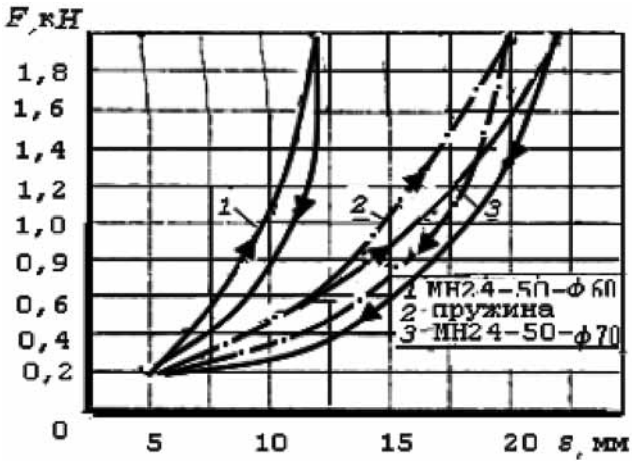


Рис. 5. Гистерезисные зависимости от деформации элементов пенополиуретана и пружины ТСУ

Выводы

1. Исследование механических характеристик ТСУ показало, что более сложные закономерности в проявлении гистерезисных свойств ТСУ проявляются в переходе между кривыми, ограничивающими гистерезисное поле при положительных и отрицательных знаках скорости деформации.

2. Для уменьшения динамических нагрузок от прицепа через ТСУ на тягач можно использовать в качестве материала демпфирующего элемента пенополиуретан, обладающий свойствами гашения горизонтальных виброударов, так как его переходный процесс имеет более плавный характер, чем у существующих устройств, кроме того, он обладает износостойкостью и долговечностью.

3. При исследовании колебаний автопоезда, состоящего из тягача и прицепов, классические дифференциальные уравнения колебаний решаются совместно при растяжении стержня и сжатии демпфера с целью определения скорости воздействия горизонтального виброудара.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Закин Я. Х., Щукин М. М.** Нагрузки в сцепном устройстве автопоезда при его трогании // Автомобильная и тракторная промышленность, № 5, 1955. С. 12—15.
2. **Щукин М. М.** Расчет упругих элементов тягово-сцепных устройств автомобилей // Автомобильная промышленность, № 8, 1960. С. 8—10.
3. **Гусев А. С.** Вероятностные методы в механике машин и конструкций. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009.
4. **Дьяков И. Ф.** Прогнозирование ресурса деталей транспортных средств при циклическом нагружении // Грузовик, № 1, 2013. С. 40—43.

УДК 629.113

В. В. Дебелов, В. В. Иванов, д-р техн. наук, **В. Н. Козловский**, д-р техн. наук,
ПВГУС, г. Тольятти,
В. И. Строганов, канд. техн. наук, **В. Е. Ютт**, д-р техн. наук, МГТУ "МАДИ", г. Москва
E-mail: kozlovskiy-76@mail.ru

ЭЛЕКТРОННАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ В РЕЖИМАХ ПОДДЕРЖАНИЯ И ОГРАНИЧЕНИЯ СКОРОСТИ

Представлена реализация аппаратной части перспективной электронной системы регулирования скорости движения автомобиля.

Ключевые слова: *качество функционирования автомобилей; электронная система регулирования скоростного режима автомобиля.*

Повышение качества функционирования современного легкового автомобиля неразрывно связано с решением комплекса задач по улучшению безопасности, надежности, комфорта, экологичности при одновременном сохранении динамических характеристик. Для решения этих задач мировые автопроизводители активно занимаются разработкой и внедрением электронных систем управления.

Одной из важных электронных систем автомобиля является система регулирования скоростного режима. Развитие данной системы для легковых автомобилей отечественного производства сегодня прежде всего связано с реализацией комплекса электронной педали акселератора и электронного привода дроссельной заслонки. Однако существует проблема, препятствующая развитию данного комплекса, — недостаточный уровень программного обеспечения электронной системы управления двигателем (ЭСУД) в части реализации модуля поддержания скорости, который определяет алгоритм пропорционально-интегрального (ПИ) регулирования положения дроссельной заслонки.

Кроме этого, серьезной проблемой, препятствующей дальнейшему развитию систем регулирования скоростного режима, является модульная организация, при которой проявляется эффект децентрализации функций управления.

Целью настоящей работы является реализация эффективной электронной системы регулирования скорости движения легкового автомобиля с единым комплексным управлением. При этом в качестве критериев эффективности рассматривается топливная экономичность и обеспечение требуемых технических характеристик работы ДВС.

Общие положения о системе регулирования скорости. Система регулирования скорости определяет механизм управления дроссельной заслонкой в режимах поддержания и ограничения скорости. Система обеспечивает оптимальный угол открытия дроссельной заслонки, и тем самым, изменяет величину наполнения воздухом цилиндров двигателя, что позволяет изменять крутящий момент и, как следствие, осуществлять регулирование скорости транспортного средства. При этом происходит имитация действий водителя при нажатии педали акселератора.

В режиме поддержания скорости система осуществляет регулирование открытия дроссельной заслонки и частоты вращения коленчатого вала для поддержания заданной скорости движения на ровном участке дороги. При движении на подъем, для достижения заданной скорости происходит открытие заслонки на некоторую величину. При спуске система прикрывает дроссельную заслонку, чтобы избежать чрезмерного ускорения. Помимо этого, существуют подсистемы, отвечающие за безопасность и ограничивающие пределы регулирования. При этом у водителя имеется возможность осуществить обгон, а после вернуться к заданной скорости. Система, также позволяет водителю произвести переключение передач и автоматически продолжить движение с заданной скоростью.

В режиме ограничения скорости система активна, но осуществляет регулирование скорости только при достижении заданного порога ограничения. При достижении порога скорости, при неполном

нажатии на педаль акселератора, система поддержания скорости перехватывает управление дроссельной заслонкой. При отпускании педали акселератора скорость снижается и уже не поддерживается функцией регулирования.

Структура системы регулирования скорости. Процесс регулирования скорости базируется на нескольких основных функциях, отвечающих за быстроту и плавность движения. В составе системы регулирования присутствуют подсистемы, которые отвечают за управление и безопасность. При структурировании системы регулирования скорости необходимо учесть обязательные компоненты, обеспечивающие полноту реализации процесса: фильтр скорости второго порядка (всепропускающий фильтр); компоненты определения режима регулирования и управления уставкой и типом функции регулирования; компонент управления ускорением и замедлением автомобиля; компонент регулирования положения дроссельной заслонки; пропорционально-интегральный (ПИ) регулятор; компонент приостановки процесса регулирования скорости при изменении передачи в трансмиссии; компонент расчета длительности отклонения от заданной скорости; компонент деактивации при резком изменении ускорения и реакции на ускорение.

Система регулирования скоростью движения охватывает электронные модули управления автомобилем. Информационный обмен между модулями (рис. 1) осуществляется по шине CAN 500 kbod/s. В настоящее время среди наиболее перспективных принципов организации архитектуры обмена информацией между модулями выделяется так называемый кольцевой принцип, который использует контроллер управления системой (GATEWAY), представляющий собой отдельный модуль управления. Достоинством

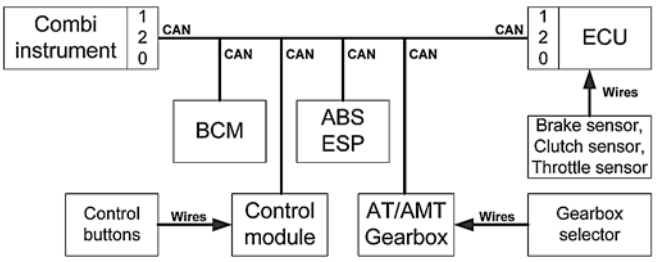


Рис. 1. Модули системы регулирования скорости движения легкового автомобиля:

Control module — управляющий модуль; ECU — контроллер системы управления ДВС; AT/AMT Gearbox — автоматическая/роботизированная коробка передач (КП); ABS, ESP - антиблокировочная система, электронная система стабилизации траектории движения; BCM — центральный блок кузовной электроники; Combi instrument — комбинация приборов; Control buttons — кнопки управления; Brake, Clutch, Throttle — тормоз, сцепление, дроссельная заслонка; Wires —проводная связь; CAN — шина

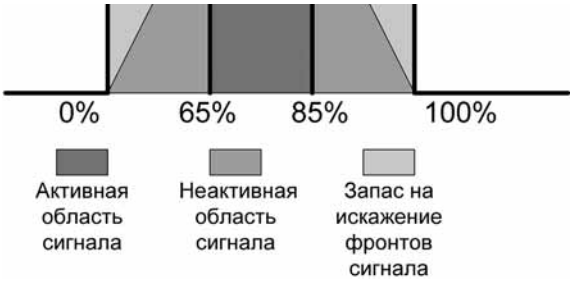


Рис. 2. Физический уровень сигнала шины CAN

кольцевой организации обмена данными является то, что в случае обрыва в шине передача данных осуществляется по оставшейся связи. Особенностями такой архитектуры шины является и то, что в случае, когда все модули не активны, их инициализация может быть выполнена отправкой сообщения из любого модуля системы. При этом, важным фактором является то, что каждый контроллер, который подключен к шине, должен быть активирован и быть готовым к приему и отправке информации не позднее чем через 100 миллисекунд с момента появления сигнала активации на шине.

Физический уровень сигналов, передаваемых по шине CAN, описывается на рис. 2. Скорость шины — 500 kbod/s, погрешность +/–0,1 %, допуск на искажение длительности импульса +/–0,1 %. Активной считается область импульса в промежутке от 65 до 85 % его длительности. Для обеспечения корректного функционирования всех модулей процент загрузки шины CAN не должен превышать 50 %. Для проверки соответствия данного требования широко используют прибор CANalyser фирмы "Vector". Данное устройство позволяет читать сообщения и, имитируя их с заданными параметрами, производить анализ загрузки шины.

Шина CAN должна обладать стабильностью во всем температурном диапазоне эксплуатации автомобиля на протяжении 10 лет. Такие же требования предъявляются к компонентам шины. Рекомендуется соблюдение требований стандарта ISO 11898.

Работа программно-аппаратного комплекса системы регулирования. После подачи первичного импульса напряжения (KL15) каждый модуль должен активироваться не позднее чем в течение 100 мс и быть готовым к приему и передаче сообщений. Первое сообщение должно уйти от каждого контроллера и быть принято остальными модулями не позднее чем через 100 мс, с момента первичного сигнала (KL15).

Модуль управления (Control module) соединен с управляющими кнопками посредством проводного соединения. Он может быть выполнен с использованием канала АЦП микроконтроллера или специализированных микросхем: демультиплексоров, с интерфейсными шинами 1-wire. Данный способ использу-

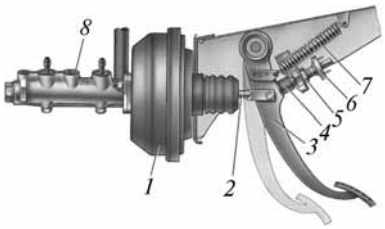
ется для сокращения числа проводов между модулем управления, джойстиком и кнопками. Предпочтение отдается АЦП как наиболее простому способу для декодирования состояний нажатия кнопок. Кроме того, данный способ позволяет осуществлять диагностику обрыва линии связи кнопок и управляющего модуля. При этом модуль управления осуществляет диагностику проводного соединения клавиш, выполняет "антидребезговые функции" и лишь потом определяет наличие нажатия клавиши и вычисляет длительность информационных сигналов.

Информационные потоки, характеризующие работу тормозной системы и отражающие физическое положение дроссельной заслонки, попадают в контроллер управления ДВС (ECU). При нажатии педали тормоза происходит срабатывание первой контактной пары выключателя педали, после чего происходит срабатывание второй контактной пары. Первая контактная пара отвечает за работу стоп-сигнала (BLS), а вторая — за тестирование сигнала нажатия педали тормоза (BTS). Период времени между срабатыванием первой и второй контактными парами не превышает установленного значения 100 мс. При этом конструкция выключателя организована так, что при нажатии на педаль в ней отсутствует "дребезг" контактов. В случае отсутствия сигнала BTS в заданный интервал времени или появления его первым при нажатии на педаль тормоза должна включаться система диагностики, которая для безопасности эксплуатации автомобиля может обеспечить отключение функции регулирования скорости.

Идентификация сигнала нажатия на педаль сцепления может быть реализована как программно, так и аппаратно. Программный метод позволяет распознать нажатие педали по изменению числа оборотов двигателя (которые определяются с помощью датчика положения коленчатого вала) по отношению к скорости автомобиля. В настоящее время для реализации данной функции наиболее широкое применение нашли бесконтактные датчики педали сцепления и педали тормоза, основанные на эффекте Холла. Такие датчики позволяют с высокой точностью и быстродействием оповестить контроллеры о нажатии на ту или иную педаль, они неприхотливы к внешним условиям эксплуатации и обладают повышенным сроком службы.

Дроссельная заслонка, подключенная к контроллеру управления двигателем, выполняет основную функцию регулирования скорости. В ней имеются два датчика, представляющие собой потенциометры, которые позволяют контролировать величину открытия дроссельного патрубка. При обнаружении неисправности потенциометров система диагностики производит деактивацию функции управления скорости. При этом дроссельная заслонка приобретает приоткрытое "парковочное" положение. В таком положении двигатель способен работать на холостом ходу и имеется возможность дальнейшего движения.

Основные компоненты системы регулирования скорости движения легкового автомобиля

1. Педаль (выключатель) тормоза 	2. Педаль (выключатель) сцепления
3. Педаль акселератора (потенциометр)	4. Рычаг (выключатель) стояночного тормоза
5. Дроссельная заслонка (привод и потенциометр)	6. Рычаг переключения передач

В зависимости от типа трансмиссии, установленной на автомобиле, система переключения передач КП управляется либо механически, либо с помощью электропривода. К системе регулирования скоростного режима можно адаптировать три типа КП: механическую (МКП); автоматическую (АКП); роботизированную (РКП).

Реализация различных типов КП в составе автомобиля определяет особенности поведения системы регулирования скорости движения. В случае механической КП при переключении передач наблюдается некоторое запаздывание сцепления нажимного и выжимного дисков, что создает сложности при определении текущей передачи, вплоть до момента полного сцепления. Самым простым способом решения этой проблемы является использование счетчика с калибровочной константой, в котором задается длительность отпускания педали сцепления (срабатывание контактных групп выключателя). После этого определение передачи считается корректным. По скорости изменения соотношения числа оборотов и скорости движения можно спрогнозировать номер передачи, который будет установлен через определенный промежуток времени.

Главной особенностью автоматических и роботизированных типов трансмиссии является то, что переключение передач осуществляется посредством электроприводов. При этом важно обеспечить правильную логику обмена сообщениями по шине CAN между коробкой передач (AT/AMT Gearbox) и контроллером управления двигателем (ECU). Любые ошибки могут привести к критическим последствиям, например, включению пониженной передачи на высокой скорости.

Основным компонентом системы регулирования скорости движения легкового автомобиля (см. рис. 1) является контроллер управления ДВС. Именно он принимает решения, связанные с активацией или деактивацией и запретом функции регулирования скорости. Центральный блок кузовной электроники (BCM) берет на себя функции, связанные с безопасностью и диагностикой системы.

Компонентную область системы регулирования скоростного режима составляют исполнительные элементы и органы управления, представленные в таблице.

Для высокого уровня качества функционирования системы регулирования скорости движения, необходимо обеспечить: заданный физический уровень шины (форма сигнала, уровень напряжение, смещение и искажение); соответствующий программный уровень. Контроллеры, подключенные к шине, должны выполнять отправку и прием обозначенных информационных потоков. При этом, некоторые из них должны отправляться или приниматься в заданном цикле, а другие — по событию.

Проверка и адаптация системы регулирования скоростного режима. Первоначально проверяется работа всепропускающего фильтра. Данная функция является основой работы системы регулирования скорости, поэтому от качества ее работы зависит плавность процесса. Функция фильтра программируется в контроллер управления ДВС вместе с основным программным обеспечением. На автомобиле устанавливается регистрирующее устройство, позволяющее проводить записи параметров в режиме реального времени. При проведении тестового заезда, регистрируются входные и выходные параметры фильтра. При этом производится корректировка коэффициентов фильтрации и определяются желаемые временные характеристики работы. Процесс проверки всепропускающего фильтра представлен на рис. 3.

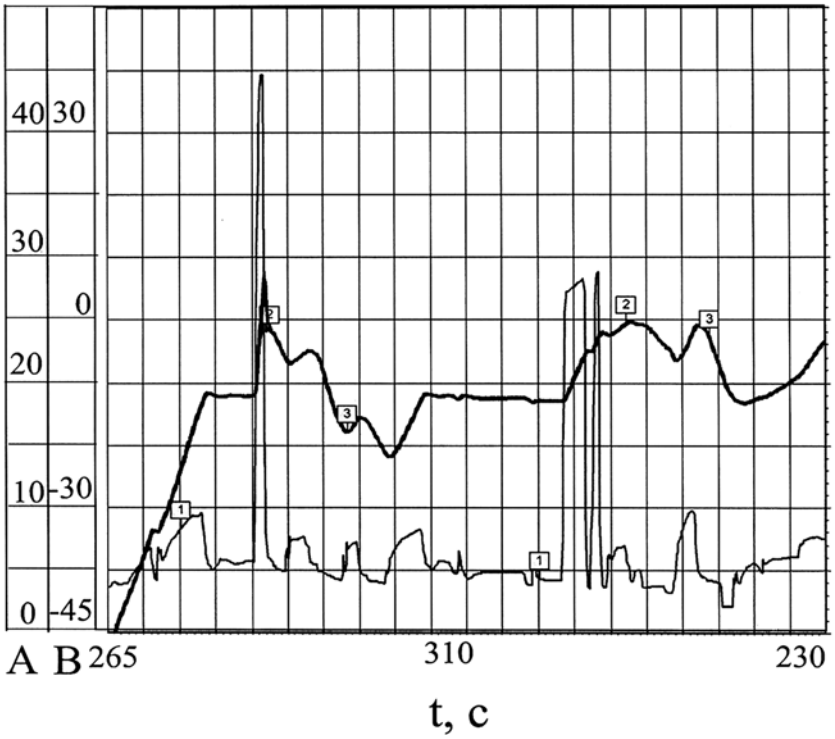


Рис. 3. Диаграммы проверки работы всепропускающего фильтра

1 — положение дроссельной заслонки, %, шкала B; 2 — скорость автомобиля, км/ч, шкала A; 3 — фильтрованная скорость, км/ч, шкала A

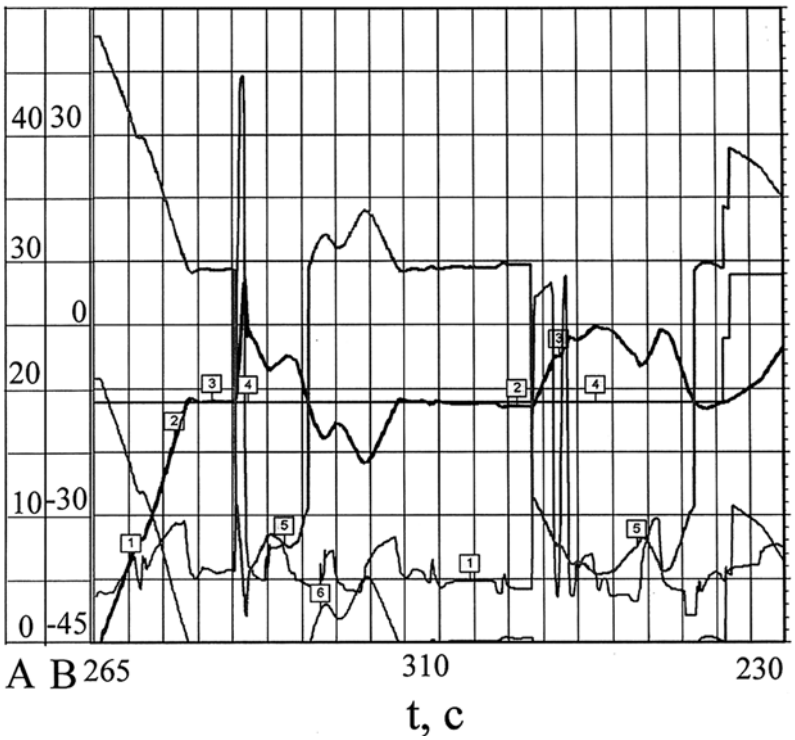


Рис. 4. Диаграмма, оценки рассогласования скорости

1 — положение дроссельной заслонки, %, шкала В; 2 — скорость автомобиля, км/ч, шкала А; 3 — фильтрованное значение скорости, км/ч, шкала А; 4 — уставка скорости для режима ограничения, ко/ч, шкала А; 5 — дифференциальная скорость (величина рассогласования), км/ч, шкала А; 6 — скорректированное значение рассогласования скорости, км/ч, шкала А

Определение рассогласования заданной скорости. Для того чтобы осуществлять регулирование скорости, определяют величину отклонения (рассогласования) заданной скорости от фактической. Данный механизм позволяет определить существенность отклонения заданной в системе скорости от фактической. Соответствующая диаграмма оценки рассогласования скорости представлена на рис. 4.

Отладка функций пропорционально-интегрального (ПИ) регулятора. Для соответствующей отладки работы ПИ регулятора реализуются алгоритмы работы системы при движении автомобиля по ровной дороге. Предварительно для ПИ регулятора заполняются калибровочные таблицы. После этого обеспечивается процесс инициализации табличного коэффициента для интегральной части регулятора в соответствии с текущим положением дроссельной заслонки.

Таким образом, система регулирования скоростного движения легкового автомобиля действует с реализацией функции централизации управления, в рамках единого комплекса, что обеспечивает более эффективную работу всех электронных модулей автомобиля за счет разделения информационных потоков по уровню приоритета.

MAN уверенно лидирует

Агентство технического надзора TUV (ФРГ) в аналитическом отчете за 2013 г. вновь высоко отмечает заслуги MAN как производителя, чья техника безупречно проходит ежегодные техосмотры, опережая конкурентов во всех возрастных категориях.

Это утверждение укрепляет лидерские позиции MAN: 82 % грузовых автомобилей после одого года эксплуатации не имеют никаких неисправностей (по сравнению с 78 % в 2012 г.). Количество более старых автомобилей, в которых не было обнаружено неисправностей, также выше среднего. По мнению TUV, столь успешные результаты являются заслугой проверенных технологий MAN. В отчете отмечено, что "двигатели, мосты и шасси имеют прочную и продуманную конструкцию".

Среди грузовых автомобилей всех возрастных категорий технический осмотр не выявил неисправностей в 65 % случаев. По этому показателю MAN превосходит все остальыне марки на 3,5 процентных пункта.

95 % однолетних грузовых автомобилей MAN провходят обязательные техосмотры без существенных замечаний. Среди пятилетних грузовиков аналогичный показатель составляет 82 %. Бренд MAN и здесь значительно обходит конкурентов.

В категории тяжелых грузовиков отмечено особенно высокое качество обслуживания машин. Это лишний раз подтверждает, что владельцу парка регулярно эксплуатируемой техники будет выгоднее потратиться на профессиональное техническое обслуживание, чем нести убытки на внеплановые ремонты из-за пренебрежения профилактикой. Результаты, представленные в отчете TUV, наглядно демонстрируют преимущества контрактов на обслуживание и ремонт.

Отчет TUV по коммерческому автотранспорту — это аналитический отчет, публикуемый объединением центров технического осмотра TUV в сотрудничестве с немецким отраслевым журналом Verkehrsrundschau. В нем рассматриваются результаты ежегодных технических осмотров коммерческих транспортных средств возрастом от одного года до пяти лет.

Доминик Надельхофер,
руководитель корпоративного отдел асвязей MAN Truck & Bus

УДК 625 7/8

В. В. Столяров, д-р техн. наук, stolyarov_v_v@mail.ru, **Н. Е. Кокодеева**, д-р техн. наук, ФГБОУ ВПО "Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.", Саратов, kokodeewa@mail.ru,
А. В. Кочетков, д-р техн. наук, ФГБОУ ВПО "Пермский национальный исследовательский политехнический университет", г. Пермь, soni.81@mail.ru,
Е. В. Малышев, инженер ПУИЦ "Волгодортранс", г. Саратов, sigrein@yandex.ru,
А. В. Кокодеев, студент ФГБОУ ВПО "Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.", г. Саратов, artemkokodeev@gmail.ru

МЕТОДИЧЕСКОЕ СОПРОВОЖДЕНИЕ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ СТЕПЕНИ РАЗРУШЕНИЯ ДОРОЖНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Статья посвящена исследованию воздействия транспортных средств на степень разрушения дорожных конструкций при проектировании автомобильных дорог с учетом теории риска. Предложенный подход позволяет на этапе проектирования автомобильных дорог с учетом перспективной интенсивности и состава транспортного потока назначить оптимальную конструкцию дорожной одежды во избежание ее преждевременного разрушения, а в дальнейшем, на этапе эксплуатации автомобильной дороги своевременно принять обоснованное решение по снижению необходимой величины транспортной нагрузки в случае преждевременного разрушения дорожных конструкций.

Ключевые слова: *транспортное средство, автомобильная дорога, дорожная одежда, риск (темп) разрушения, теория риска.*

Постановка задачи. В рамках выполнения Федерального Закона № 184-ФЗ "О техническом регулировании" [1] необходимо разработать научно-методический подход по воздействию транспортных средств на риск (темп) разрушения автомобильных дорог с учетом теории риска.

Пути исследования. При проектировании дорожной одежды нежесткого типа риск (темп) ее разрушения определяют с использованием теоретико-вероятностного подхода на основе теории риска [2, 3]:

$$r = 0{,}5 - \Phi\left(\frac{E_{ЭТ} - E_{КР}}{\sqrt{\sigma_{ЭТ}^2 + \sigma_{КР}^2}}\right), \qquad (1)$$

где $E_{ЭТ}$ — общий (эквивалентный) модуль упругости конструкции, полученный при расчете дорожной одежды на прочность по критерию упругого прогиба, МПа; $E_{КР}$ — критический (минимальный) модуль упругости дорожной одежды, при котором риск разрушения равен 50 %, МПа; $\sigma_{ЭТ}$ — среднее квадратическое отклонение общего расчетного (эквивалентного) модуля упругости конструкции, МПа; $\sigma_{КР}$ — среднее квадратическое отклонение критического (минимального) модуля упругости, МПа; Ф(и) — функция Лапласа.

Вычисляют среднее квадратическое отклонение общего расчетного (эквивалентного) модуля упругости конструкции по формуле:

$$\sigma_{ЭТ} = C_V^{ЭТ} E_{ЭТ}, \qquad (2)$$

где $C_V^{ЭТ}$ — коэффициент вариации эквивалентного модуля упругости ($E_{ЭТ}$), принимаемый в зависимости от качества строительства дорожной одежды по методике профессора Семенова В. А. [4] (табл. 1).

Таблица 1

Рекомендуемые значения коэффициента вариации эквивалентного модуля упругости

Качество строительства дорожной одежды	Отличное	Хорошее	Удовлетворительное	Неудовлетворительное
Коэффициент вариации эквивалентного модуля упругости	<0,12	0,12—0,20	0,20—0,27	>0,27
Примечание. При проектировании дорожных одежд нежесткого типа рекомендуется принимать качество строительства с оценкой "отлично".				

Таблица 2

Минимальные значения $E_{TP}^{\min}$

Категория дороги	Суммарное минимальное расчетное число приложений расчетной нагрузки на наиболее нагруженную полосу	Требуемый модуль упругости дорожной одежды, МПа		
		капитального типа	облегченного типа	переходного типа
I	750 000	230	—	—
II	500 000	220	210	—
III	375 000	200	200	—
IV	110 000	—	150	100
V	40 000	—	100	50

Устанавливают значение критического (минимального) модуля упругости, при котором разрушение одежды будет достигать 50 %, по формулам:

а) при $C_V^{ЭТ} \neq 0{,}2$

$$E_{КР} = \frac{\sqrt{E_{ТР}^2 + \left[25\left(C_V^{ЭТ}\right)^2 - 1\right]\left(E_{ТР}^2 - 25\sigma_{ТР}^2\right)} - E_{ТР}}{25\left(C_V^{ЭТ}\right)^2 - 1}; \quad (3)$$

б) при $C_V^{ЭТ} = 0{,}2$ используется другая зависимость:

$$E_{КР} = \frac{E_{ТР}^2 - 25\sigma_{ТР}^2}{2E_{ТР}}, \quad (4)$$

где $E_{ТР}$ — требуемый модуль упругости, МПа, полученный при расчете дорожной одежды на прочность по критерию упругого прогиба и определяемый с использованием ОДН 218.046—01 [5] по формуле:

$$E_{ТР} = 98{,}65[\lg(\Sigma N_P) - c], \quad (5)$$

где ΣN_P — суммарное расчетное число приложений нагрузки за срок службы дорожной одежды, авт. [см. ф-лы (15) и (16)]; c — эмпирический параметр, принимаемый равным для расчетной нагрузки на ось 100 кН — 3,55; 110 кН — 3,25; 130 кН — 3,05.

Независимо от результата, полученного по формуле (5), требуемый модуль упругости должен быть не менее указанного в табл. 2.

$\sigma_{ТР}$ — среднее квадратическое отклонение требуемого модуля упругости в связи с ошибками прогнозирования интенсивности и состава движения:

$$\sigma_{ТР} = C_V^{ЭТ} E_{ТР}, \quad (6)$$

где $C_V^{ЭТ}$ — коэффициент вариации требуемого модуля упругости, который зависит от точности про-

Таблица 3

Расчетные значения коэффициента вариации требуемого модуля упругости

Продолжительность прогнозируемого периода, годы	Значения C_V^{TP} для дорожных одежд типа		
	переходного	облегченного	капитального
1—3	0,03—0,05	—	—
4—6	0,06—0,07	0,06—0,07	—
7—9	0,08—0,09	0,08—0,10	—
10—13	—	0,11—0,15	0,13—0,15
14—17	—	—	0,16—0,17
18—22	—	—	0,18—0,19
Примечание. При левых значениях параметра t следует принимать левые значения параметра C_V^{TP}; при правых значениях параметра t — правые значения C_V^{TP}; при промежуточных значениях t следует интерполировать значения параметра C_V^{TP}.			

Таблица 4

Назначение группы нагрузок

Грузоподъемность транспортных средств	Расчетная группа нагрузок
До 8 т включительно От 8 до 10 т Свыше 10 т	A_1 A_2 A_3
Примечание. Нагрузку группы A_3 принимают и в случае присутствия в составе потока более 10 % двухосных автобусов.	

гнозирования состава и интенсивности движения, а также типа дорожной одежды (табл. 3).

Вычисляют среднее квадратическое отклонение критического (минимального) модуля упругости по формуле:

$$\sigma_{КР} = C_V^{ЭТ} E_{КР}. \quad (7)$$

При расчете дорожных одежд на дорогах общей сети расчетные нагрузки принимают в соответствии с ОДН 218.046—01 [5].

В табл. 4 даны рекомендации по назначению группы нагрузок в зависимости от грузоподъемности самых тяжелых двухосных автомобилей в составе потока (при условии, что других двухосных автомобилей с большей грузоподъемностью в составе потока менее 10 %). Расчетную группу нагрузки (A_1, A_2 или A_3) назначают по наиболее тяжелому двухосному автомобилю, доля которого в грузовых и автобусных перевозках составляет не менее 10 % (с учетом перспективы изменения состава движения к концу межремонтного периода).

По табл. 5 назначают расчетную нагрузку и определяют ее параметры.

Исходными данными расчета расчетной нагрузки являются типы серийно выпускаемых автомобилей и их количество (в процентах) в составе движения, а также основные данные о нагрузках, передаваемых на дорожное полотно выпускаемыми автомобильной промышленностью автомобилями, включая и транспортные средства зарубежного производства (табл. 6).

Последовательность приведения грузовых автомобилей, автопоездов и автобусов к расчетной нагрузке состоит из следующих действий. По табл. 6 или по справочникам автомобилей принимают основные данные о нагрузках и количестве осей автомобиля, а расчет номинальной статической нагрузки ведут в табличной форме (табл. 7).

Таблица 5

Параметры нагрузки

Группа расчетной нагрузки	Нормативная статическая нагрузка на ось, кН	Нормативная статическая нагрузка на поверхность покрытия от колеса расчетного автомобиля, $Q_{расч}$, кН	Расчетные параметры нагрузки	
			p, МПа	D, см
A_1 A_2 A_3	100 110 130	50 55 65	0,60 0,60 0,60	37/33 39/34 42/37
Примечание. В числителе — для движущегося колеса, в знаменателе — для неподвижного.				

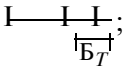
Коэффициенты $K_{сц}$, вычисляют только для тех автомобилей, у которых имеются двухосные и трехосные тележки по формуле:

$$K_{сц} = a - b\sqrt{Б_T - c}, \quad (8)$$

где $Б_T$ — расстояние в метрах между крайними осями тележки.

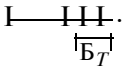
Примеры для автомобилей:

с двухосной тележкой и автопоездов:



;

с трехосной тележкой:



.

Величины параметров a, b, c определяют с учетом капитальности дорожной одежды и числа осей тележки по табл. 8.

Результаты расчета по формуле (8) помещаем в графу 6 табл. 7.

Для автомобилей, прицепов и полуприцепов без тележек (для двухосных автомобилей и двухосных прицепов) коэффициент $K_{сц} = 1$ и, следовательно, расчетная номинальная статическая нагрузка на колесо равна фактической номинальной статической нагрузке.

Устанавливают номинальную динамическую нагрузку $Q_{д.н}$ от колеса на покрытие по формуле:

$$Q_{д.н} = K_{дин} Q_н, \quad (9)$$

где $K_{дин}$ — динамический коэффициент, принимаемый равным 1,3; $Q_н$ — расчетная номинальная статическая нагрузка на колесо данной оси, кН.

Результаты расчета заносятся в табл. 9.

Анализируя данные табл. 7, приходим к выводу, что в данном составе грузового потока имеется два двухос-

Таблица 6

Основные данные о нагрузках

Марка транспортного средства	Грузоподъемность, т	Нагрузка на покрытие от неподвижного колеса Q_H, кН		Расстояние между осями задней тележки, $Б_T$, т	Диаметр следа колеса, м		Среднее удельное давление от заднего колеса, P, МПа
		переднего	заднего		неподвижного	подвижного	
Грузовые автомобили							
ЗИЛ-133Г1	8,0	20,9	27,5	1,4	32	36	0,35
Урал-377Н	7,5	20,0	27,5	1,4	31	36	0,36
Урал-4320	5,0	21,8	22,7	1,4	30	34	0,32
КрАЗ-257Б1	12,0	23,0	45,0	1,4	34	39	0,5
МАЗ-516Б	14,5	28,5	45,0	1,46	32	37	0,55
Магирус-232Д191	11,5	30,0	65,0	—	37	42	0,6
Магирус-290Д261	16,6	30,0	50,0	1,38	33	37	0,6
КамАЗ-5320	8,0	21,9	27,3	1,32	28	32	0,45
КрАЗ-255Б	7,5	27,2	35,6	1,4	36	41	0,35
Седельные тягачи							
КамАЗ-5410	8,1	20,8	27,4	1,32	28	32	0,45
МАЗ-504А (Шкода-706)	7,75	21,9	50,0	—	31	36	0,65
КрАЗ-258Б1	12,0	22,1	43,7	1,4	33	38	0,5
Мерседес Бенц 22321.S	14,0	30,0	40,0	1,35	32	36	0,5
Вольво F89-32 (6×2)	14,5	32,5	41,2	1,32	34	39	0,45
Полуприцепы							
ОдАЗ-9370	14,2	—	27,5	1,32	31	36	0,36
КАЗ-717	11,5	—	27,5	1,37	34	39	0,3
МАЗ-524Б	13,5	—	50,0	—	36	42	0,48
Прицепы							
МАЗ-8926	8,0	30,0	30,0	—	26	30	0,55
ГКБ-8350	8,0	14,4	14,4	—	22	25	0,38
Автобусы							
ЛиАЗ-677	—	28,7	41,6	—	28	32	0,67
Икарус-250	—	28,0	47,9	—	31	35	0,65

ных автомобиля (МАЗ-500А и МАЗ-504А), грузоподъемность первого из них 8 т, а второго (седельного тягача МАЗ-504А) 7,75 т. Остальные грузовые автомобили являются трехосными (КамАЗ-5320, КрАЗ-258Б1 и Магирус-290Д261) и поэтому не могут быть расчетными. Трехосные транспортные средства имеют заднюю тележку, которая перераспределяет нагрузку на оси тележки и поэтому такие автомобили меньше разрушают конструкцию, чем двухосные автомобили и автобусы.

Если количество автомобилей МАЗ-500А и МАЗ-504А превышает 10 % в составе грузового потока, то следует принять в качестве расчетной группы нагрузок группу A_1. Коэффициент $K_{сц}$ для двухосных автомобилей и автобусов равен единице ($K_{сц} = 1$).

Определяют значение расчетной динамической нагрузки по формуле:

$$Q_{д.расч} = K_{дин} Q_{расч}, \qquad (10)$$

где $K_{дин} = 1{,}3$ — см. формулу (9).

Таблица 7

Пример расчета номинальной статической нагрузки

ТС	Число осей, n	Номера осей ТС	Фактическая номинальная статическая нагрузка оси автомобиля $Q_П$, кН	Расстояние между осями тележки $Б_T$, т	Коэффициент $K_{сц}$	Расчетная номинальная статическая нагрузка на оси автомобиля $Q_Н$, кН
МАЗ-500А (грузоподъемность 8т)	2	1	24,1	—	1	24,1
		2	50,0	—	1	50,0
КамАЗ-5320 (грузоподъемность 8т)	3	1	21,9	—	1	21,9
		2	27,3	1,32	1,31	35,8
		3	27,3	1,32	1,31	35,8
КрАЗ-258Б1 (грузоподъемность 12т)	3	1	22,1	—	1	22,1
		2	43,7	1,40	1,29	56,4
		3	43,7	1,40	1,29	56,4
МАЗ-504А с полуприцепом МАЗ-524Б (грузоподъемность 7,75 + 13,5 = 21,25 т)	2	1	21,9	—	1	21,9
		2	50,0	—	1	50,0
	2	1	—	—	–1	—
		2	50,0	—	1	50,0
Магирус-290Д261 с прицепом МАЗ-8926 (грузоподъемность 16,6 +8,0 = 24,6 т)	3	1	30,0	—	1	30,0
		2	50,0	1,38	1,30	65,0
		3	50,0	1,38	1,30	65,0
	2	1	30,0	—	1	30,0
		2	30,0	—	1	30,0

В рассмотренном примере имеем: $Q_{расч} = 50$ кН; $P = 0{,}6$ МПа; Д = 37 см/33 см. Поэтому $Q_{д.расч} = 1{,}3 \cdot 50 = 65$ кН.

Полученное значение параметра $Q_{д.расч}$ показывают в табл. 9.

Вычисляют коэффициенты приведения номинальной динамической нагрузки от колеса на покрытие ($Q_{д.н}$) к расчетной динамической нагрузке ($Q_{д.расч}$) по формуле:

$$S_Н = \left(\frac{Q_{д.н}}{Q_{д.расч}}\right)^{\beta}, \qquad (11)$$

где $Q_{д.н}$ — номинальная динамическая нагрузка от колеса на покрытие, кН [см. расчет по формуле (9)]; $Q_{д.расч}$ — расчетная динамическая нагрузка, кН [см. расчет по формуле (10)]; β — показатель степени, принимаемый равным: β = 4,4 — для капитальных дорожных одежд; β = 3,0 — для облегченных дорожных одежд; β = 2,0 — для переходных дорожных одежд.

Результаты расчета по формуле (11) заносят в графу 5 табл. 9.

Для каждого автомобиля вычисляют суммарный коэффициент приведения номинальной динамиче-

Таблица 8

Значения параметров *а*, *в*, *с*

Тележка	*а*	*в*	*с*
Двухосная	1,7/1,52	0,43/0,36	0,5/0,5
Трехосная	2,0/1,60	0,46/0,28	1,0/1,0

Примечание. В числителе — для капитальных и облегченных типов дорожных одежд, в знаменателе — для переходных.

Таблица 9

Результаты расчета A_1, $Q_{д.расч}$ = 65 кН

ТС	Номера осей ТС	Расчетная номинальная статическая нагрузка на колесо оси $Q_Н$, кН	Номинальная динамическая нагрузка от колеса на покрытие $Q_{д.н}$, кН	$S_н$	$S_{т.\ сумм}$ [по формуле (12)]
МАЗ-500А	1	24,1	31,3	0,04	1,04
	2	50,0	65,0	1,00	
КамАЗ-5320	1	21,9	28,5	0,03	0,49
	2	27,3	46,5	0,23	
	3	27,3	46,5	023	
КрАЗ-258Б1	1	22,1	28,7	0,03	3,43
	2	43,7	73,3	1,70	
	3	43,7	73,3	1,70	
МАЗ-504А с полуприцепом МАЗ-524Б	1	21,9	28,5	0,03	2,03
	2	50,0	65,0	1,00	
	1	—	—	—	
	2	50,0	65,0	1,00	
Магирус-290Д261 с прицепом МАЗ-8926	1	30,0	39,0	0,11	6,67
	2	50,0	84,5	3,17	
	3	50,0	84,5	3,17	
	1	30,0	39,0	0,11	
	2	30,0	39,0	0,11	

ской нагрузки к расчетной динамической нагрузке по формуле:

$$S_{т.сум} = \sum_{1}^{n} S_н, \qquad (12)$$

где $S_н$ — коэффициенты приведения номинальной динамической нагрузки от колес автомобиля (см. графу 5 в табл. 9). Примечание: количество коэффициентов $S_н$ равно числу осей данного автомобиля или автопоезда. Значения суммарных коэффициентов приведения ($S_{т.сум}$) показывают в графе 6 табл. 9.

Допускается приближенно принимать суммарный коэффициент приведения $S_{т.сум}$ по табл. 10.

В работе [6] суммарный коэффициент приведения транспортного средства к расчетной нагрузке предложено устанавливать по формуле:

$$S_i = \sum_{1}^{m} Sj = \left(\frac{Q_1 K\partial 95\%_1}{Q_{расч}}\right)^{4,4} + \left(\frac{Q_2 K\partial 95\%_2}{Q_{расч}}\right)^{4,4}, \qquad (13)$$

где Sj — коэффициенты приведения j-й оси автомобиля к расчетной нагрузке; m — количество осей автомобиля; Q_1 — номинальная нагрузка от колеса 1-й оси на покрытие, кН; Q_2 — номинальная нагрузка от колеса 2-й оси на покрытие, кН; $Q_{расч}$ — расчетная "статическая" нагрузка, кН; $K\partial 95\%_1$ — коэффициент динамичности для 1-й оси автомобиля; $K\partial 95\%_2$ — коэффициент динамичности для 2-й оси автомобиля.

Величину приведенной к расчетной нагрузке среднесуточной (на конец срока службы) интенсивности движения определяют по формуле:

$$N_P = f_{пол} \sum_{m=1}^{n} N_m S_{m_{сум}}, \qquad (14)$$

где $f_{пол}$ — коэффициент, учитывающий число полос движения и распределение движения по ним, определяемый по табл. 10, n — общее число различных марок

Таблица 10

Значение коэффициента $f_{пол}$

Число полос движения	Значение коэффициента $f_{пол}$ для полосы с номером от обочин		
	1	2	3
1	1,0	—	—
2	0,55	—	—
3	0,5	0,5	—
4	0,35	0,2	—
6	0,3	0,2	0,05

Примечание: 1. Порядковый номер полосы считается справа по ходу движения в одном направлении. 2. Для расчета обочин $f_{пол}$ = 0,01. 3. На многополосных дорогах допускается проектировать одежду переменной толщины по ширине проезжей части (по величине N_P на каждой полосе движения). 4. На перекрестках и подходах к ним в пределах всех полос движения следует принимать $f_{пол}$ =0,50, если общее число полос проезжей части проектируемой дороги более трех.

Таблица 11

Значения коэффициента $S_{m_{сум}}$ [7]

Тип автомобиля	Коэффициент приведения $S_{m_{сум}}$ к расчетной нагрузке		
	A_1	A_2	A_3
Легкие грузовые автомобили грузоподъемностью от 1 до 2 т	0,005	0,003	0,0015
Средние грузовые автомобили грузоподъемностью от 2 до 5 т	0,2	0,13	0,063
Тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью от 5 до 8 т	0,7	0,46	0,22
Очень тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью более 8 т	1,25	0,82	0,4
Автобусы	0,7	0,46	0,22
Тягачи с прицепами	1,5	0,99	0,47

транспортных средств в составе транспортного потока; N_m — число проездов в сутки в обоих направлениях транспортных средств m-й марки, авт/сут; $S_{m_{сум}}$ — суммарный коэффициент приведения воздействия на дорожную одежду транспортного средства m-й марки к расчетной нагрузке $Q_{расч}$ [5—7] (табл. 11).

Расчет приведенной интенсивности движения на конец срока службы дорожной конструкции (N_P) удобно выполнять в табличной форме (табл. 12).

Суммарное расчетное число приложений расчетной нагрузки к точке на поверхности конструкции за срок службы определяют по формулам:

$$\Sigma N_P = 0{,}7 f_{пол} K_c T_{рдг} k_n \sum_{m=1}^{n} \left(N_{m_1} S_{m_{сум}} \right), \qquad (15)$$

$$\Sigma N_P = 0{,}7 f_{пол} N_1 K_c T_{рдг} k_n, \qquad (16)$$

где N_{m_1} — суточная интенсивность движения автомобилей m-й марки в первый год службы (в обоих направлениях), авт/сут; N_1 — суточная приведенная к расчетному автомобилю интенсивность движения (в оба направления) в первый год срока службы дороги, авт/сут; $T_{рдг}$ — расчетное число дней в году, в течение которого сочетание влажности грунта земляного полотна и температуры асфальтобетонных слоев конструкции таково, что идет процесс накопления остаточных деформаций в грунте земляного полотна и малосвязных слоях дорожной одежд; k_n — коэффициент,

Таблица 12

Пример расчета параметра N_P

Типы ТС, приводимые к расчетному автомобилю	$f_{пол}$ для самой загруженной полосы дороги	Суточная интенсивность движения автомобилей на последний год срока службы, N_m, груз.авт/сут	Суммарный коэффициент приведения, $S_{m_{сум}}$ [по формуле (12)]	Приведенная к расчетной нагрузке интенсивность движения, $N_{P_{(m)}}$, расч. авт/сут.
МАЗ-500А	0,55	525	1,04	300
КамАЗ-5320	0,55	1155	0,49	311
КрАЗ-258Б1	0,55	210	3,43	396
МАЗ-504А с полуприцепом МАЗ-524Б	0,55	168	2,03	188
Магирус-290Д261 с прицепом	0,55	42	6,67	154
Итого	—	$\Sigma N = 2100$	—	$N_P = 1349$

Примечание. В расчете принята двухполосная дорога с суточной интенсивностью движения грузовых автомобилей на последний год эксплуатации 2100 груз. авт/сут. При этом процентный состав грузовых автомобилей следующий: МАЗ-500А — 25 %; КамАЗ-5320 — 55 %; КрАЗ-258Б1 — 10 %; МАЗ-504А с полуприцепом — 8 %; Магирус-290Д261 с прицепом — 2 %. Интенсивность движения расчетных автомобилей на одну полосу дороги составила 1349 расч. авт/сут.

учитывающий вероятность отклонения расчетной нагрузки от принятой к расчету; K_c — коэффициент суммирования. Указанные параметры определяют в соответствии с [5—7].

Параметр $\sum N_P$ необходим для определения требуемого модуля упругости, в соответствии с которым [см. формулы (3) и (4)] устанавливается риск (темп) разрушения дорожной конструкции по формуле (1).

Выводы. Таким образом, предложенный выше теоретико-вероятностный подход, основанный на теории риска, позволяет:

1) на этапе проектирования автомобильной дороги с учетом перспективной интенсивности и состава транспортного потока назначить оптимальную конструкцию дорожной одежды во избежание ее преждевременного разрушения;

2) на этапе эксплуатации автомобильной дороги своевременно принять обоснованное решение по снижению необходимой величины транспортной нагрузки в случае преждевременного разрушения дорожных конструкций.

Данное направление по оценке степени разрушения автомобильных дорог от воздействия транспортных средств в области дорожного хозяйства является актуальным [8].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **О техническом регулировании:** Федеральный Закон № 184-ФЗ. — Введ. 2002-27-12. — Электрон, дан. — М., — 2011. — http://www.consultant.ru
2. **Столяров В. В.** Проектирование автомобильных дорог с учетом теории риска: В 2 ч. / В. В. Столяров. — Саратов: СГТУ, 1994. Ч. 1. — 184 с.; Ч. 2.
3. **Кокодеева Н. Е.** Обеспечение безопасности автомобильных дорог с учетом теории риска / Н. Е. Кокодеева // Строительные материалы. — 2009. — № 11. — С. 80—81.
4. **Семенов В. А.** Качество и однородность автомобильных дорог / В. А. Семенов. — М.: Транспорт, 1989.
5. **ОДН 218.046—01.** Проектирование нежестких дорожных одежд (Взамен ВСН 46-83) / Гос. служба дор. хоз. Министерства транспорта РФ. — М.: Транспорт, 2001.
6. **Углова Е. В.** Определение суммарных коэффициентов приведения транспортных средств к расчетной нагрузке с учетом ровности покрытия, скорости движения и осевой нагрузки транспортных средств / Е. В. Углова, А. С. Конорев, В. В. Акулов // Науковедение, 2012, № 4.
7. **МОДН 2-2001** "Проектирование нежестких дорожных одежд" / Гос. служба дор. хоз. Министерства транспорта РФ. − М.: Транспорт, 2002.
8. **Методологические** основы оценки технических рисков в дорожном хозяйстве // Кокодеева Н. Е., Талалай В. В., Кочетков А. В., Янковский Л. В., Аржанухина С. П. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Урбанистика. 2011. № 3. С. 38—49.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2014 год

Подписавшись в издательстве, Вы:

1. Получаете без задержек журнал с первого номера.
2. Экономите на стоимости почтовой доставки.
3. Получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (499) 269-66-00; 8 (499) 269-52-98.

Факс 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

УДК 625-7/8

А. В. Кочетков, д-р техн. наук, **Л. В. Янковский**, канд. техн. наук,
Пермский национальный исследовательский политехнический университет,
А. А. Сухов, Д. А. Стрижевский, аспиранты, Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.
E-mail: soni.81@mail.ru; yanekperm@yandex.ru

БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ: МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЯ РОВНОСТИ IRI В СИСТЕМЕ ДИАГНОСТИКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

Рассматриваются вопросы методологического анализа применения показателя ровности IRI в системе диагностики автомобильных дорог.

Ключевые слова: *ровность, автомобильная дорога, показатель ровности, диагностика, автомобиль.*

В рамках обсуждения постановок задач проводится анализ дорожной задачи диагностики ровности автомобильных дорог с помощью коэффициента IRI [1—3].

Известно, что принятый в настоящее время показатель ровности — "коэффициент ровности" определяется как общая сумма высот неровностей на участке дороги в пересчете на 1 км. Согласно этому показателю принято определять общие решения в отношении автомобильной дороги: удовлетворяет или нет дорога необходимым критериям безопасности и комфортности движения по данному участку автомобильной дороги [2].

Постановка задачи. Пример. Исходя из интегрального коэффициента ровности, на самом деле, невозможно ничего определить, не привлекая дополнительной информации.

Приведем примеры:

1. Участок автомобильной дороги длиной 1 км, имеет 100 ямок глубиной 1 см. Коэффициент ровности на данном участке

$$\text{Ровность} = 100 \cdot 1 = 100 \text{ см/км}.$$

2. Участок автомобильной дороги также длиной 1 км, но дорога абсолютно ровная на всем протяжении, кроме одной ямы глубиной 1 м = 100 см.

$$\text{Ровность} = 1 \cdot 100 = 100 \text{ см/км}.$$

Несмотря на то, что коэффициент ровности в обоих случаях одинаковый (100 см/км) на первом участке автомобильной дороги условия проезда почти идеальные, в то время как второй участок должен быть немедленно закрыт.

Общий параметр ровности в виде коэффициента ровности несет в себе информации меньше, чем необходимо для принятия решения о производстве ремонта, тем более о характере необходимых работ: то ли необходимо общее выравнивание дорожного покрытия, то ли местное выравнивание на локальном участке. Не хватает информации даже для принятия решения о необходимом немедленном ремонте автомобильной дороги по условиям безопасности.

Для принятия решения необходима дополнительная информация о характере неровностей (высоте максимальных неровностей) и их распределении по длине исследуемого участка.

Более полную информацию несут в себе амплитудные характеристики дорожного покрытия: средняя амплитуда и максимальная высота неровностей. Именно этих характеристик и не хватает для принятия решения в приведенных примерах.

Но всю полноту информации несут в себе только амплитудно-частотные характеристики неровностей. Дело в том, что неровности на дороге не воспринимаются, как правило, по отдельности, кроме аварийных ситуаций (высоких препятствий или глубоких ям), в остальных случаях повторяющиеся препятствия, разнесенные по длине автомобильной дороги, воспринимаются движущимся автомобилем как периодические воздействия, т. е. как вибрации и шум. Частота вибрации зависит от длин волн неровностей и скорости движения, но зная длины

волн легко рассчитать частоту вибраций для разных скоростей. Причем, для безопасности движения частотные характеристики вибрации, вызванные движением по дороге, не менее значимы, чем амплитудные характеристики [3]. В этом случае надо учитывать резонансные явления.

Исследованиями медиков установлено, что инфранизкие колебания с частотой 4—5 Гц приводят к появлению необоснованного чувства страха, а колебания с частотой 5—7 Гц могут вызвать остановку сердца. Это наиболее яркие примеры, но остальные частоты тоже небезопасны, так как колебания в отдельных диапазонах вызывают повышенную утомляемость, сонливость, либо повышенную раздражимость и т. д. Не менее опасны резонансные явления для техники.

Опасность резонанса состоит в том, что даже небольшие амплитуды воздействия приводят к разрушительным последствиям, при достаточной длительности. В резонанс может войти не только мост, но и автомобиль. Возможны повышенный износ автомобиля, причем не только ходовой части, а также потеря управляемости, что неизбежно приводит к аварийной ситуации.

В настоящее время факультативно вводится новый показатель ровности коэффициент IRI с тем, чтобы в будущем перейти от коэффициента ровности к коэффициенту IRI. Но с подобным переходом ситуация не улучшится, а наоборот.

Обсуждение проблемы. Коэффициент IRI имеет два несущественных отличия от коэффициента ровности и одно принципиальное. Перечислим их по порядку значимости:

1. IRI измеряется в метрах на км пути, в отличие от коэффициента ровности, который измеряется в сантиметрах на км пути.

2. IRI определяется как интеграл, в отличие от коэффициента ровности, который определяется как сумма.

3. Коэффициент ровности определяется как общая величина неровностей на дороге, коэффициент IRI определяется как интеграл от величины колебаний подрессоренной массы (кузова) эталонного "золотого" автомобиля, используемого в качестве испытательной лаборатории.

Первое отличие не нуждается в обсуждении.

Второе отличие в действительности не имеет места, так как в цифровых устройствах интегрирование невозможно из-за дискретности и в дискретной математике, на которой основана вся современная вычислительная техника, интегрирование заменяется на дискретное суммирование.

Третье отличие необходимо разобрать особо. Для измерения ровности применяются различные автомобили и прицепы, общим является то, что все эти устройства имеют рессоры (пружинящие элементы) и, соответственно, подрессоренные и неподрессоренные массы. Дело в том, что любая колебательная система, в том числе и автомобиль, который применяется для измерения ровности, имеют определенные характеристики и подчиняются законам колебаний упругих систем.

Пример колебательной системы — это груз на пружине, так же как и любая другая колебательная система имеет две важные характеристики: резонансную частоту; отклик на внешнее воздействие.

Под воздействием внешнего удара колебательная система получает начальное ускорение и начинает совершать затухающие колебания.

От силы удара зависит только амплитуда первого колебания, количество колебаний, частота и скорость затухания колебаний зависят только от самой системы. Возможны два диаметрально противоположных случая: незатухающие синусоидальные колебания, в случае если импеданс затухания равен нулю ("вечный двигатель") и отсутствие колебаний, если импеданс бесконечно большой.

Подобный эффект можно получить при наличии амортизаторов с вязкой жидкостью (глицерин, масло и др.). Но в чистом виде такие амортизаторы — одноразовые, погасив одно колебание, они не возвращаются в исходное состояние. Поэтому необходимо устройство возвращения, в этом случае система совершает только одно колебание.

В предыдущих рассуждениях не учтены колебательные массы. Такой расчет возможен только в случае полностью вынужденных колебаний, т. е. в случае, когда колебательная система жестко связана с механизмом внешнего воздействия.

На автомобильной дороге в действительности присутствует другой вид воздействия, когда передается только внешнее давление, а тянущее воздействие отсутствует. При таком типе воздействия под действием удара машина подпрыгивает, но дальше вступают в действие законы свободных колебаний. При этом очень важно, в какой момент времени поступит следующий импульс.

Если испытания на ударные динамические воздействия проводятся с целью выяснения, не появляются ли в результате удара поломки вследствие превышения механическими напряжениями предельных значений, необходимо рассматривать ударное воздействие как импульсный процесс, характеризуемый определенной зависимостью от времени силы $F(t)$ или, чаще, импульсного ускорения $w(t)$. Реальные зависимости ударных динамических ускорений $w(t)$ обычно имеют сложную форму (рис. 1) [4].

В разных областях науки и техники накоплен большой экспериментальный материал по резуль-

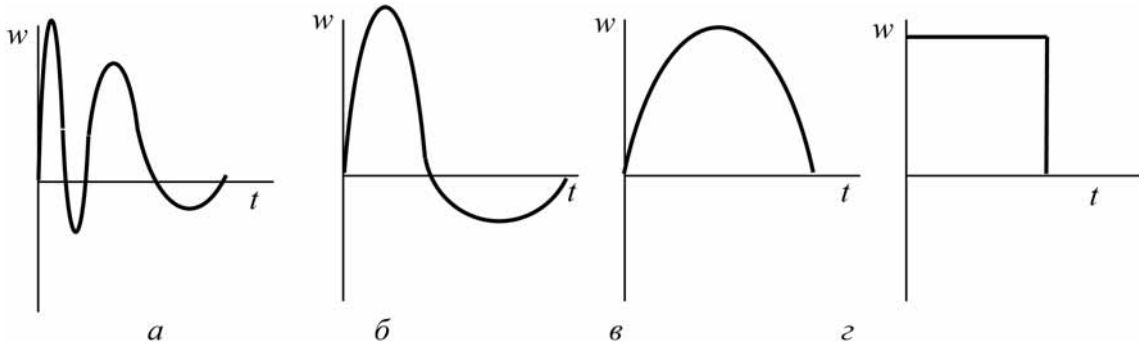


Рис. 1. Реальные зависимости ударных динамических ускорений

татам регистрации реальных ударных воздействий, вплоть до землетрясений. Типичным при этом является высокий импульс на начальной фазе, а далее идут непериодические затухающие колебания.

При некотором упрощении представляется, что имеет место первая полуволна самого высокого уровня, после чего следует более растянутая во времени обратная полуволна (рис. 1, *б*).

Часто при описании ударных импульсов используют приближенные зависимости, например, в виде одного полупериода (рис. 1, *в*) или вида, изображенного на рис. 1, *г*.

Как известно, номенклатура параметров, характеризующих процесс удара, устанавливается в соответствии с ГОСТ 8.127—74 "Измерения параметров ударного движения. Термины и определения". Требования к точности измерения амплитуд импульсов ускорений обычно невысоки: допустимы погрешности порядка 5 %, а иногда и больше.

Сам акселерометр должен быть приспособлен для измерения коротких импульсов. Акселерометру, как и любому средству измерений, присущи искажения закона изменения измеряемого ускорения, динамические погрешности, характер которых поясняют графики на рис. 2 [4].

Здесь кривая 1 представляет график действительного изменения ускорения w(t) при ударе (короткий импульс), кривые 2, 3 и 4 — типичные законы изменения выходного сигнала на выходе акселерометра. Кривая 2 относится к акселерометру, имеющему высокую собственную частоту, но плохо задемпфированному; кривая 3 — к акселерометру, хорошо задемпфированному, но со слишком низкой собственной частотой; 4 — к акселерометру с вполне приемлемыми характеристиками.

Видно, что кривая 2 характеризуется большой колебательностью, при этом максимум ускорения может быть значительно завышен, кривая 3 характеризуется занижением максимума, причем импульс представляется сильно растянутым, размы-

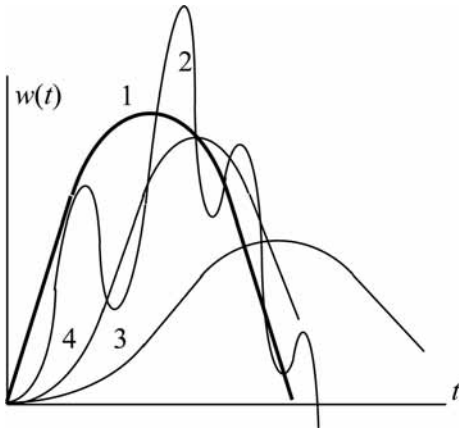


Рис. 2. Характер динамических погрешностей

тым. Во всех случаях максимумы смещены вправо, что означает запаздывание. Рекомендация по выбору параметров акселерометров, полученные по результатам многих расчетов, сводятся к тому, что акселерометр должен быть хорошо задемпфирован, а его собственная частота w_a должна быть связана с длительностью T импульса ускорения соотношением $\omega_a T > 30—100$. При этом динамические погрешности имеют порядок нескольких процентов, что обычно бывает вполне допустимо.

Поэтому применение методического обеспечения на основе коэффициента IRI при диагностике автомобильных дорог не учитывает:

— параметры шероховатостей (угол склона, характер вершин и впадин);

— характеристики автомобиля;

— величины подрессоренной (кузов) и неподрессоренной (шасси) масс;

— отношение масс и пространственное распределение масс автомобиля;

— жесткость и затухание (импеданс) амортизаторов;

— характеристики проезда по испытуемому участку интенсивности движения на испытуемом участке: при наличии плотного потока, водителю лабо-

ратории приходится подстраиваться под скорость его движения, нарушая при этом режим, рекомендуемый для измерения ровности;

— манеры вождения водителя автомобиля-лаборатории: частое или редкое переключение передач, плавное или резкое управление рулевым колесом и педалью газа и т. д.;

— наличие препятствии на дороге: стоящих автомобилей, отдельных ямок или кочек, перед которыми водитель инстинктивно снижает скорость.

При различных проездах по одной и той же полосе водитель не сможет проехать по тем же самым кочкам даже на одной полосе движения, так как автомобиль едет по дороге, а не по рельсам. Таким образом, каждый проезд по дороге является уникальным и не может повторять аналогичный проезд по той же дороге с большой точностью. Натурные наблюдения позволяют судить, что различные проезды по одному участку автомобильной дороги дают результаты ровности, различающиеся до 50—60 %.

Поскольку различия по показателю ровности для различных категорий автомобильных дорог составляет около 30 %, то ясно, что измерения ровности толчкомером, часто слишком грубы, и не дают возможности окончательного принятия решений о соответствии автомобильной дороги тем или иным критериям нормативов. Как правило, необходимо провести несколько проездов по одному месту и вычислить средний коэффициент ровности, чтобы получить более адекватную оценку [1].

При одном и том же проезде различные автомобили по-разному реагируют на одни и те же воздействия. В последнее время в нормативной и справочной литературе появляются оценки ровности, полученные различными автомобилями на одном и том же участке дороги. Это полностью соответствует определению длины одного объекта линейками разных заводов изготовителей: 10 см по линейке горьковского автомобильного завода; 12 см — по линейке московского завода; 8 см — измерено линейкой иностранного производства и т. д., причем все измерения считаются правильными и однообразными, так как относятся к одному объекту измерения.

Можно объяснить, почему переход от коэффициента ровности к коэффициенту IRI приводит к ухудшению ситуации. Формально в коэффициенте ровности заложена объективная характеристика автомобильной дороги — это сумма высот накопленных неровностей, измеренных по просветам трехметровой рейки, а коэффициент IRI привязан к определенной марке, так называемого "золотого автомобиля". Строить автомобильные дороги с минимальным коэффициентом IRI означает строить дороги, адаптированные к конкретной марке иностранного автомобиля, причем не к марке вообще, а к конкретной модели, что не кажется правильным при современном обилии марок и моделей автомобилей отечественного и иностранного производства.

Выводы. Для диагностики автомобильных дорог это означает, что в диагностических целях либо необходимо закупать определенные марки иностранных автомобилей, для производства диагностических лабораторий, либо проводить длительные и тщательные корреляционные исследования между "золотым автомобилем" западной Европы и российским аналогом, принятым в качестве базового для диагностических лабораторий.

Причем, правило "золотого автомобиля" не учитывает фактора разброса параметров автомобиля серийной сборки, в действительности автомобиль для дорожной лаборатории либо должен быть ручной селективной сборки, причем собираться он должен не слесарями сборщиками, а высококвалифицированными слесарями-инструментальщиками, либо перед каждым выездом должна быть проведена тщательная метрологическая поверка параметров автомобиля.

Коэффициент ровности и коэффициент IRI не удовлетворяют требованиям достаточности и точности информации, определения эксплуатационных характеристик дороги и соответственно могут применяться только совместно с дополнительной информацией об амплитуде и частоте встречающихся на дороге неровностей, причем только для грубой оценки состояния дороги. Для точного и полного анализа потребительских свойств автомобильной дороги необходимо снимать и использовать профилограмму поверхности дорожного покрытия, причем желательно не только по полосе наката, а по всей полосе движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Федеральные** дороги России. Транспортно-эксплуатационные качества и безопасность дорожного движения / М. Л. Ермаков, А. М. Стрижевский, И. Ф. Живописцев и др. // М.: Федеральное дорожное агентство. Статистический аналитический сборник. 2008.
2. **Ермаков М. Л.** Совершенствование отраслевой системы диагностики автомобильных дорог для повышения эффективности диагностических и ремонтных работ. Автореферат дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. Волгоград. 2008.
3. **Совершенствование** отраслевой системы диагностики автомобильных дорог / М. Л. Ермаков, С. В. Карпеев, А. В. Кочетков, С. П. Аржанухина // Дорожная держава. 2011, № 30. С. 38—41.
4. **Челпанов И. Б.** Испытания технических средств: Учебное пособие. СПб: Изд-во Политехнического университета, 2008.

УДК 621.43 (076.5)

В. Э. Шалимов, канд. техн. наук, e-mail: badim62@mail.ru,
А. И. Дворцов, e-mail: ya.damaskus@yandex.ru, Научно-исследовательский испытательный центр (исследований и перспектив развития АТ ВС РФ) 3-го Центрального научно-исследовательского института Минобороны России, г. Бронницы, Московской области

ТЕРМОМЕТРИЧЕСКИЙ МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(Рисунки на 2-й, 3-й, 4-й полосах обложки)

Рассматривается термометрический бесконтактный метод диагностирования различных систем и механизмов на основе измерения тепловых полей в инфракрасной области спектра. Описано устройство и технические характеристики современных приборов (пирометров), позволяющих проводить бесконтактное измерение температуры. Предложен новый метод диагностирования двигателей внутреннего сгорания путем бесконтактного измерения температуры отработавших газов.

Ключевые слова: *диагностирование, пирометр, температура отработавших газов, оптическое разрешение, топливный насос высокого давления, газораспределительный механизм.*

Применение современных средств диагностирования дает значительное снижение трудовых и материальных затрат на техническое обслуживание и ремонт автомобилей.

Одной из главных задач современного развития системы технического диагностирования автомобилей является, разработка эффективных методов и средств безразборного диагностирования.

В основу различных методов и средств технического диагностирования положено измерение параметров, с помощью которых анализируют техническое состояние объектов.

Большое разнообразие методов и средств диагностирования вызвано значительным усложнением автомобильной техники, с которым сталкиваются инженерно-технические работники, занимающиеся вопросами эксплуатации машин.

Микропроцессоры позволили реализовать сегодня давно известные методы технического диагностирования, такие как гидравлические, электрические, тепловые, виброаккустические на новом более эффективном уровне. Одним из них является термометрический метод диагностирования. Измерение температуры различных систем и механизмов позволяет с высокой точностью оценивать их работу и осуществлять поиск неисправностей. До недавнего времени измерение температуры проводилось контактными способами с использованием термометров различного типа или термопар. Это вызывало определенные неудобства, связанные с установкой измерительной аппаратуры, измерением и передачей полученных данных о температуре для последующего анализа. Сегодня большим успехом пользуются устройства, разработанные на основе бесконтактных методов измерения температуры. Такими устройствами являются пирометры.

Пирометры относятся к группе приборов неразрушающего контроля, позволяющих проводить измерение температур без непосредственного контакта с поверхностью, что значительно упрощает процесс измерения по сравнению с контактными электронными термометрами и гарантирует достоверность результатов с высокой точностью.

Принцип действия инфракрасного пирометра основан на измерении абсолютного значения амплитуды электромагнитного излучения от объекта в инфракрасной части спектра и последующем преобразовании измеренного значения в температуру. Схема такого пирометра с оптическим видоискателем изображена на рис. 1.

Тепловое излучение 2, сфокусированное оптической системой 3, падает на датчик (первичный пи-

рометрический преобразователь) 11. В результате на выходе образуется электрический сигнал, пропорциональный значению температуры объекта измерения. Этот сигнал проходит через электронный преобразователь (вторичный пирометрический преобразователь) 9, попадает в измерительно-счетное устройство 7 и обрабатывается в нем. Результат отображается на дисплее (индикация у современных пирометров, как правило, цифровая).

Область использования инфракрасных пирометров имеет очень широкий спектр (рис. 2):

— теплоэнергетика: котлы, турбины, бойлеры, теплотрассы, паропроводы;

— электроэнергетика: трансформаторы, кабели, контакты, шины под напряжением;

— металлургия и металлообработка: печи, станы, прессы;

— электроника: контроль температуры элементов и деталей;

— диагностика двигателей внутреннего сгорания;

— электродвигатели и подшипники;

— контроль температуры производственных процессов;

— контроль условий хранения и перевозки пищевых продуктов;

— обследование зданий и сооружений;

— системы отопления, вентиляции и кондиционирования;

— обследование холодильной техники;

— оснащение пожарных бригад.

Применение пирометров для диагностики двигателей имеет очень хорошие перспективы.

Известно, что из общего количества теплоты, преобразованного в двигателе (сгоревшее топливо), только часть ее (20—40 %) [1] расходуется на совершение полезной работы, остальная же часть теплоты рассеивается в окружающую среду. Измеряя количество теплоты, отводимое с отработавшими газами, можно оценить работу двигателя и его систем. Эту теплоту в двигателе характеризует температура отработавших газов (Тог). Наиболее точно определить Тог можно, измеряя температуру в зоне соединения выпускного трубопровода и головки блока цилиндров (рис. 3). Пирометр позволит бесконтактно проводить эти измерения. Чтобы получить точное значение температуры объекта, пользователю нужно лишь включить прибор, навести его на объект измерения и нажать на кнопку. Измерения можно проводить на удобном для персонала расстоянии. Дальность действия современных пирометров ограничивается только площадью измеряемого пятна и прозрачностью среды.

К основным техническим характеристикам пирометров относятся:

— оптическое разрешение (встречаются модели с разрешением от 2 до 600 : 1);

— диапазон измеряемых температур (max от минус 50 до 4000 °С или меньше);

— измеряемое разрешение — 1 или 0,1 °С;

— точность измерения (оптимальная ±1,5 %);

— быстродействие (у современных очень высокое — менее 1 секунды);

— коэффициент излучения — переменный либо фиксированный;

— способ нацеливания — оптический либо лазерный прицел.

Из перечисленных характеристик важнейшим показателем пирометров является оптическое разрешение (другое название — показатель визирования), которое характеризует отношение диаметра светового пятна к расстоянию до объекта измерения. В технической документации к пирометру обычно указывается конкретное значение показателя визирования или приводится диаграмма направленности (рис. 4), на которой приведены различные варианты расположения пятна визирования:

1 — правильное, точность определяется исключительно характеристиками прибора и не зависит от расстояния;

2 — критическое, диаметр пятна равен размеру поверхности объекта, возможно увеличение погрешности измерения;

3 — закритическое, когда точность измерения значительно падает, измерения проводить не рекомендуется.

Наиболее распространенные модели пирометров представлены в табл. 1.

В научно-исследовательском испытательном центре автомобильной техники Министерства обороны Российской Федерации (НИИЦ АТ МО РФ) проводились исследования по возможности постановки диагноза технического состояния двигателей внутреннего сгорания (ДВС) термометрическим методом с использованием пирометра. Термометрический диагноз ставился по измеренным значениям температур в контрольных точках поверхности выпускного трубопровода двигателя.

Для измерения температуры применялся инфракрасный пирометр модели AR872D (рис. 5) производства KHP. Объектом исследования был четырехтактный восьмицилиндровый двигатель

Таблица 1

Наиболее распространенные модели пирометров и их техническая характеристика

Наименование пирометра	Модель пирометра		
	AR300	AR872D	AR892
Измеряемая температура, °С	От –32 до +300	От –50 до +1050	От +200 до +1800
Показатель визирования	1:12	1:20	1:80
Точность, °С	От –32 до 0: ±3, от 0 до +300: ±1.5	От –50 до 0: ±3, от 100 до 1050: ±1,5	От 200 до 1800: ±1.5
Температура эксплуатации, °С	От –25 до +55	От –15 до +50	От –10 до +50
Коэффициент теплового излучения	0,95	От 0,10 до 1,00, шаг 0,01	От 0,10 до 1,00, шаг 0,01
Спектр, мкм	8—14	8—14	8—14
Прицеливание	Точечный лазер	Точечный лазер	Точечный лазер
Питание 9В	Крона″ 9 В	Крона″ 9 В	Крона″ 9 В
Связь с компьютером	Нет	Нет	Есть, RS-232

КАМАЗ-740.10, установленный на автомобиле КАМАЗ-4310.

Общая методика исследования заключалась в следующем. При помощи инфракрасного пирометра снимались карты тепловых полей двигателя с целью выявления наиболее информативных с точки зрения диагностики зон. Исследования подтвердили предположение о том, что наибольшую диагностическую информацию можно получить при регистрации теплового поля выпускного трубопровода в месте его соединения с головкой блока цилиндров. По сравнению с другими частями двигателя последний создает наиболее функционально-стабильный и наименее инерционный тепловой поток.

Далее необходимо было определить режим работы двигателя при измерении температуры (Тог). Наиболее информативным является режим максимального крутящего момента двигателя. Такой режим для двигателя можно создать с помощью стационарных роликовых (барабанных) тяговых стендов. Однако иметь такие стенды могут позволить себе только крупные автотранспортные предприятия (АТП). В 70-е годы прошлого столетия в Ленинградском сельскохозяйственном институте под руководством Н. С. Ждановского были разработаны бестормозные режимы загрузки двигателя, где последний работает с частью выключенных цилиндров. Из-за отсутствия устройств, позволяющих отключать цилиндры на современных автомобильных двигателях, такие режимы загрузки также неприменимы, поэтому было принято решение проводить измерение Тог без нагрузки на частоте вращения 1600 мин$^{-1}$.

На первом этапе измерения температуры с использованием пирометра проводились при постоянной частоте вращения коленчатого вала, равной 1600 мин$^{-1}$, с одинаковой подачей топлива во все цилиндры технически исправного двигателя. Далее при помощи регулировки подачи одной из плунжерных пар топливного насоса высокого давления (ТНВД) цикловая подача одного из цилиндров уменьшалась в 2 раза. Измерение Тог проводилось на прогретом двигателе при частоте вращения 1600 мин$^{-1}$.

Следующим этапом испытания было полностью отключение топливоподачи одного из цилиндров. Для этого отсоединяли от форсунки топливопровод высокого давления. Измерение Тог проводилось также на частоте вращения 1600 мин$^{-1}$. Полученные результаты сведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты измерения температуры на разных этапах испытания

Номер цилиндра	Температура выпускного коллектора, °С			Разность температур	
	Двигатель исправен	В 6-м цилиндре циклическая подача снижена на 50 %	В 6-м цилиндре отсутствует подача топлива	Подача 50 %	Подача отсутствует
1	135	138	147	3	12
2	142	147	153	5	11
3	150	150	155	0	5
4	138	150	158	12	20
5	140	157	162	17	22
6	142	90	60	52	82
7	150	145	157	5	7
8	140	138	147	2	7

Анализ результатов показывает, что нарушение топливоподачи в цилиндре двигателя даже на режиме холостого хода может регистрироваться пирометром. Температура Тог в шестом цилиндре двигателя при отсутствии подачи топлива понижалась до 60 °С.

Следующим этапом испытания была оценка влияния угла начала подачи топлива на Тог. Установочный угол опережения впрыска топлива для двигателя КамАЗ 740.10 составляет 18 град. Испытания проводились при установочных углах опережения впрыска 5 и 30 град, до ВМТ. Полученные данные обрабатывались с использованием пакета прикладных программ STATISTICA. График изменения Тог от установочного угла начала впрыска представлен на рис. 6. Анализ графика показывает, что изменение установочного угла начала подачи топлива на 8—10 град, от номинального, влечет за собой увеличение Тог в среднем на 20—35 °С. При раннем установочном угле φ = 30 °С двигатель начинал работать "жестко" и температура Тог возрастала в среднем на 20 °С. Это объясняется тем, что за период задержки воспламенения впрыскивается все топливо, которое при сжатии начинает воспламеняться с большой скоростью. Отсюда возникает резкое повышение давления по углу поворота коленчатого вала, что увеличивает Тог.

При позднем установочном угле φ = 5 °С процесс сгорания смещается на линию расширения по индикаторной диаграмме, что приводит к потере мощности двигателя, резкому увеличению Тог (более чем на 30 °С) и дымности отработавших газов.

Исследование влияния зазоров в газораспределительном механизме (ГРМ) на температуру отработавших газов проводилось с различными зазорами между торцами клапанов и коромыслами в ряде цилиндров двигателя. Номинальными зазорами, для двигателя КамАЗ-740.10, установленными заводом-изготовителем, являются:

— для впускных клапанов δ = 0,25—0,30 мм;

— для выпускных клапанов δ = 0,35—0,40 мм.

Перед проведением измерений Тог устанавливались зазоры:

— во 2-м цилиндре для впускного клапана δ = = 0,1 мм, для выпускного клапана δ = 0,35 мм;

— в 4-м цилиндре для впускного клапана δ = = 0,25 мм, для выпускного клапана δ = 0,60 мм;

— в 5-м цилиндре для впускного клапана δ = = 0,1 мм, для выпускного клапана δ = 0,35 мм;

— в 8-м цилиндре для впускного клапана δ = = 0,25 мм, для выпускного клапана δ = 0,60 мм.

Измерения проводились на холостом ходу при $N = 1600$ мин$^{-1}$.

Результаты исследования, обработанные с помощью пакета прикладных программ STATISTICA, представлены на рис. 7 и 8.

Анализ результатов показывает, что отклонение зазоров впускных и выпускных клапанов от номинальных значений, влечет за собой повышение температуры отработавших газов, при этом нарушение регулировки выпускного клапана значительнее влияет на Тог.

Это объясняется нарушением оптимальных условий смесеобразования и сгорания, приводящим к потере полезной тепловой энергии.

На основании полученных данных при проведении экспериментальных исследований можно сделать вывод о том, что измерение Тог с помощью инфракрасного пирометра может использоваться, как экспресс-метод поиска неисправностей в работе отдельных цилиндров.

Экспресс-диагностирование двигателя по Тог с помощью инфракрасного пирометра производится следующим образом. При работающем двигателе измеряется температура выпускного коллектора каждого цилиндра, затем определяется средняя температура и сравнивается с температурой каждого цилиндра. Разность температур, больше допустимой (15—20 °С), будет указывать на нарушение работы одного из цилиндров. Используя дополнительные признаки, такие как: дымность отработавших газов, "жесткость" в работе двигателя, стук в клапанном механизме и т. п., можно значительно сократить время поиска неисправности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Белов П. М., Бурячков В. Р.** Двигатели армейских машин. Часть первая. Теория. — М., Воениздат, 1971.
2. **Тарасов С. С.** Повышение эффективности эксплуатации автомобилей на основе автоматизированного контроля бортовыми системами [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 20.02.17 / С. С. Тарасов. — Бронницы, 1992. — 187 с. — инв. 1/5650.
3. **Автомобили КамАЗ** с колесной формулой 6 × 4 и 6 × 6. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту / А. С. Кузнецов. — М.: Издательский Дом "Третий Рим", 2007.
4. **Михлин В. М.** Управление надежностью сельскохозяйственной техники [Текст] — М.: Колос, 1984.
5. **Преображенский В. П.** Теплотехнические измерения и приборы. — М.: Энергия, 1978.
6. **ГОСТ 26656—85.** Техническая диагностика. Контролепригодность. Общие требования [Текст] — М.: Изд-во стандартов, 1986.
7. **ГОСТ 28243—96.** Пирометры. Общие технические требования, 1996.

УДК 625

А. З. Асанов, д-р техн. наук, **Д. Н. Демьянов**, канд. техн. наук, Казанский (Приволжский) федеральный университет,
Д. Х. Валеев, канд. техн. наук, **В. С. Карабцев**, канд. техн. наук, ОАО "КАМАЗ"
E-mail: askhat.asanov@yandex.ru

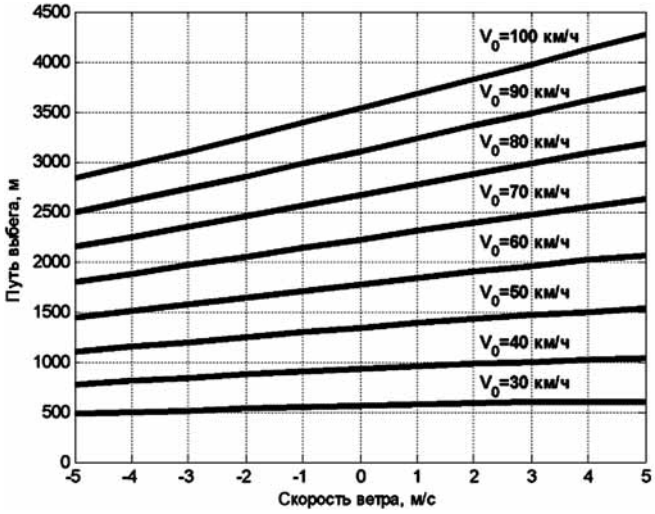
ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВЕТРА НА РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПУТИ ВЫБЕГА АВТОПОЕЗДА

Проведена оценка возможного влияния ветра на результаты испытаний по определению пути выбега автомобиля/автопоезда. Показано, что при значительной величине лобовой площади даже нормативные показатели скорости ветра могут существенно исказить результаты испытаний. Предложены способы совершенствования методики измерения пути выбега при наличии ветра путем введения поправочных коэффициентов.

Ключевые слова: *автопоезд, математическая модель, путь выбега, влияние ветра, обработка результатов измерений.*

Проведение испытаний по оценке скоростных свойств и топливной экономичности является неотъемлемым этапом разработки новых или модернизации существующих автопоездов. Одним из типовых испытаний, согласно действующим стандартам [1], является определение скоростной характеристики "разгон—выбег" и пути выбега автопоезда.

Согласно существующим требованиям [1], характеристика "разгон—выбег" должна определяться при скорости ветра не более 3 м/с (при порывах до 5 м/с). При этом предполагается, что скорость ветра до 5 м/с оказывает незначительное влияние на результаты испытаний и ее воздействием можно пренебречь [2, 3]. Однако практика эксплуатации магистральных автопоездов, лобовая площадь которых превышает 9 м^2, свидетельствует о том, что даже небольшая скорость ветра на трассе может ощутимо повлиять на показатели топливной экономичности автопоезда и его тягово-скоростные характеристики (рисунок).



Зависимость пути выбега автопоезда от скорости ветра

Учитывая указанные обстоятельства, была определена цель исследования: оценить влияние скорости ветра на результаты испытаний автопоезда, в частности, при определении пути выбега.

Для достижения цели исследования были проведены расчеты, позволяющие определить путь выбега автопоезда при отсутствии и при наличии ветра. Так как наибольшее влияние на динамику автопоезда при прямолинейном движении оказывает продольная составляющая скорости ветра [2], то рассматривались два предельных случая — движение при наличии встречного ветра и движение при наличии попутного ветра. Все прочие ситуации можно рассматривать как промежуточные частные случаи, принимая в качестве скорости ветра величину его осевой составляющей.

Расчет пути выбега при отсутствии ветра. Рассмотрим уравнение движения автопоезда при выбеге:

$$\delta_м m = \frac{dv}{dt} = -F_к - F_в - F_т, \qquad (1)$$

где $\delta_м$ — коэффициент учета вращающихся масс при отключенном сцеплении; m — масса автопоезда; v — скорость автопоезда; $F_к$ — сила сопротивления качению; $F_в$ — сила сопротивления воздуха; $F_т$ — сила сопротивления в трансмиссии.

Так как испытания по определению пути выбега автопоезда производятся со скорости, не превышающей 100 км/ч, то силу сопротивления качению $F_к$ и силу сопротивления в трансмиссии $F_т$ можно с высокой степенью точности считать линейными функциями от скорости:

$$F_к = (f_{к0} + f_{кv})mg, \qquad (2)$$

$$F_т = f_{т0} + f_{тv}, \qquad (3)$$

где $f_{к0}$ — статический коэффициент сопротивления качению; $f_к$ — динамический коэффициент сопротивления качению, $f_{т0}$ — статический коэффициент сопротивления трансмиссии; $f_т$ — динамический коэффициент сопротивления трансмиссии.

Сила сопротивления воздуха $F_в$ пропорциональна квадрату скорости автопоезда:

$$F_в = k_в A_л v^2, \qquad (4)$$

где $k_в$ — коэффициент сопротивления воздуха; $A_л$ — лобовая площадь автопоезда.

Подставив выражения для $F_к$, $F_в$, $F_т$ в формулу (1), получим дифференциальное уравнение движения автопоезда при отсутствии ветра. Перейдем к скорости автопоезда как функции от пройденного пути и решим полученное уравнение. Получим выражение, определяющее расстояние S, которое автопоезд пройдет до полной остановки:

$$S = -\int_{v_0}^{0} \frac{\delta_м m v dv}{\left(f_{к0}mg + f_{т0}\right) + \left(f_к mg + f_т\right)v + k_в A_л v^2}. \qquad (5)$$

Вычислив интеграл в правой части формулы (5), получим выражение для пути выбега S в аналитической форме:

$$S = \frac{\delta_м m}{k_в A_л}\left(\frac{1}{2}\ln\left(\frac{k_1^2 + \left(v_0 + k_2\right)^2}{k_1^2 + k_2^2}\right) - \frac{k_2}{k_1}\operatorname{arctg}\frac{v_0 k_1}{k_1^2 + k_2\left(v_0 + k_2\right)}\right). \qquad (6)$$

Вспомогательные переменные k_1 и k_2, используемые в формуле (6), определяются следующими соотношениями:

$$k_1 = \sqrt{\frac{f_{к0}mg + f_{т0}}{k_в A_л} - \left(\frac{f_к mg + f_т}{2k_в A_л}\right)^2}, \qquad (7)$$

$$k_2 = \frac{f_к mg + f_т}{2k_в A_л}. \qquad (8)$$

Следует отметить, что формула (6) справедлива только лишь в случае, когда оба коэффициента k_1 и k_2 являются положительными числами. Но применительно к анализу динамики автопоездов это предположение будет являться справедливым практически всегда, так как динамические коэффициенты сопротивления на несколько порядков меньше соответствующих статических.

В частном случае, когда $F_к$ и $F_т$ можно считать не зависящими от скорости автопоезда (например, при малой начальной скорости выбега), формула (6) упрощается:

$$S = \frac{\delta_м m}{2k_в A_л}\ln\left(1 + \frac{k_в A_л v_0^2}{f_{к0}mg + f_{т0}}\right). \qquad (9)$$

Расчет пути выбега при наличии встречного ветра. В случае, когда движение автопоезда происходит при наличии встречного ветра, уравнение его динамики будет иметь вид, определяемый формулой (1). Однако сила сопротивления воздуха будет при этом задаваться другим выражением:

$$F_в = k_в A_л (v + v_в)^2, \qquad (10)$$

где $v_в$ — скорость ветра.

В данном случае оказываемое сопротивление будет определяться не абсолютной скоростью автопоезда, а его скоростью относительно потока воздуха.

Решив дифференциальное уравнение движения автопоезда при наличии ветра, получим выражение для пути S, который он пройдет до полной остановки:

$$S = -\int_{v_0}^{0} \frac{\delta_м m v dv}{\left(f_{к0} mg + f_{т0}\right) + \left(f_к mg + f_т\right) v + k_в A_л \left(v + v_в\right)^2}. \quad (11)$$

В аналитическом виде выражение для величины пройденного пути определяется следующим соотношением:

$$S = \frac{\delta_м m}{k_в A_л} \left(\frac{1}{2} \ln \left(\frac{k_{вв1}^2 + \left(v_0 + k_{вв2}\right)^2}{k_{вв1}^2 + k_{вв2}^2} \right) - \frac{k_{вв2}}{k_{вв1}} \operatorname{arctg} \frac{v_0 k_{вв1}}{k_{вв1}^2 + k_{вв2}\left(v_0 + k_{вв2}\right)} \right). \quad (12)$$

Вспомогательные коэффициенты $k_{вв1}$ и $k_{вв2}$, используемые в формуле (12), определяются соотношениями:

$$k_{вв1} = \sqrt{\frac{f_{к0} mg + f_{т0}}{k_в A_л} - \left(\frac{f_к mg + f_т}{2 k_в A_л}\right)^2 + \frac{f_к mg + f_т}{k_в A_л} v_в}, \quad (13)$$

$$k_{вв2} = v_в + \frac{f_к mg + f_т}{2 k_в A_л}. \quad (14)$$

Как и в случае выражения (6), формула (12) справедлива, если коэффициенты $k_{вв1}$ и $k_{вв2}$ положительны. Это допущение можно считать справедливым для реальных автопоездов при скоростях ветра меньше 15—20 м/с (очевидно, что изучение скоростных характеристик при больших скоростях ветра бессмысленно).

Расчет пути выбега при наличии попутного ветра. В случае, когда движение автопоезда происходит при наличии встречного ветра, уравнение его динамики будет иметь вид, определяемый формулой (1). Однако сила сопротивления воздуха будет при этом задаваться другим выражением:

$$\begin{cases} F_в = k_в A_л (v - v_в)^2, & v \geqslant v_в, \\ -k_в^* A_л (v_в - v)^2, & v < v_в, \end{cases} \quad (15)$$

где $k_в^*$ — коэффициент сопротивления воздуха при обдуве автопоезда сзади.

На начальном этапе движения из-за наличия ветра относительная скорость автопоезда снижается, а на конечном этапе, при движении с малой абсолютной скоростью, сила сопротивления воздуха становится не тормозящей, а толкающей.

Весь путь S, пройденный автопоездом до полной остановки, можно разделить на два участка: участок длиной S_1, на котором скорость автопоезда превышает скорость ветра, и участок длиной S_2, на котором скорость автопоезда меньше скорости ветра:

$$S = S_1 + S_2. \quad (16)$$

Длина пути S_1 будет определяться по аналогии с выражением (11):

$$S_1 = -\int_{v_0}^{v_в} \frac{\delta_м m v dv}{\left(f_{к0} mg + f_{т0}\right) + \left(f_к mg + f_т\right) v + k_в A_л \left(v - v_в\right)^2}. \quad (17)$$

Длина пути S_2 будет определяться следующим соотношением:

$$S_2 = -\int_{v_в}^{0} \frac{\delta_м m v dv}{\left(f_{к0} mg + f_{т0}\right) + \left(f_к mg + f_т\right) v - k_в A_л \left(v_в - v\right)^2}. \quad (18)$$

В аналитической форме выражения для S_1 и S_2 имеют вид:

$$S_1 = \frac{\delta_м m}{k_в A_л} \times \left(\frac{1}{2} \ln \left(\frac{k_{вп1}^2 + \left(v_0 + k_{вп2}\right)^2}{k_{вп1}^2 + \left(v_в + k_{вп2}\right)^2} \right) - \frac{k_{вп2}}{k_{вп1}} \operatorname{arctg} \frac{k_{вп1}\left(v_0 - v_в\right)}{k_{вп1}^2 + \left(v_0 + k_{вп2}\right)\left(v_в + k_{вп2}\right)} \right). \quad (19)$$

$$S_2 = \frac{\delta_м m}{k_в A_л} \left(\frac{k_{вп3} + k_{вп4}}{2_{вп3}} \ln \left(\frac{k_{вп3} + k_{вп4}}{k_{вп3} + k_{вп4} - v_в} \right) + \frac{k_{вп3} - k_{вп4}}{2 k_{вп3}} \ln \left(\frac{k_{вп3} - k_{вп4}}{k_{вп3} - k_{вп4} + v_в} \right) \right). \quad (20)$$

Вспомогательные коэффициенты $k_{вп1}$, $k_{вп2}$, $k_{вп3}$, $k_{вп4}$ определяются выражениями:

$$k_{вп1} = \sqrt{\frac{f_{к0}mg + f_{т0}}{k_в A_л} + \frac{f_к mg + f_т}{k_в A_л} v_в - \left(\frac{f_к mg + f_т}{2k_в A_л}\right)^2}. \quad (21)$$

$$k_{вп2} = \frac{f_к mg + f_т}{2k_в A_л} - v_в. \quad (22)$$

$$k_{вп3} = \sqrt{\frac{f_{к0}mg + f_{т0}}{k_в A_л} + \frac{f_к mg + f_т}{k_в A_л} v_в + \left(\frac{f_к mg + f_т}{2k_в A_л}\right)^2}. \quad (23)$$

$$k_{вп4} = v_в + \frac{f_к mg + f_т}{2k_в A_л}. \quad (24)$$

Результаты численного моделирования. Полученные в ходе исследований теоретические результаты были использованы для определения степени влияния ветра на длину пути выбега для автопоездов производства ОАО "КАМАЗ".

В табл. 1 приведены параметры одного из автопоездов семейства КАМАЗ, динамика выбега которого исследовалась в ходе выполнения работы.

Таблица 1

Параметры автопоезда

Параметр	Значение
m	44 000 кг
$\delta_м$	1,05
$A_л$	9,57 м^2
$k_в$	0,7 Н · с^2/м^4
$k_в^*$	0,95 Н · с^2/м^4
$f_{к0}$	0,005
$f_к$	0,00006
$f_{т0}$	308 Н
$f_т$	4,39 Н · с/м

В табл. 2 представлены результаты расчетов пути выбега автопоезда в метрах, полученные с использованием формул (10)—(24). В таблице обозначены $v_в$ — скорость ветра, v_0 — начальная скорость выбега автопоезда. Положительные значения соответствуют попутному ветру, отрицательные — встречному.

Результаты расчетов в графической форме представлены на рисунке (положительные значения оси абсцисс соответствуют попутному ветру, отрицательные — встречному).

Как видно из полученных результатов, наличие ветра может весьма существенно" повлиять на результаты испытания "разгон—выбег". В частности, при скорости ветра 3 м/с результаты могут быть искажены как в большую, так и в меньшую сторону на величину до 12 %.

Анализ полученных результатов. Полученные зависимости пути выбега от скорости ветра имеют явно выраженные линейные зависимости, причем угол наклона прямой тем больше, чем выше начальная скорость выбега автопоезда.

Для оценки корректности гипотезы о линейном характере зависимости между путем выбега автопоезда и скоростью ветра при проведении испытаний полученные расчетные значения были аппроксимированы линейной функцией по методу наименьших квадратов. Затем для каждого ряда данных была найдена средняя ошибка аппроксимации как величина среднего отклонения аппроксимированных значений от исходных [4]. Для автопоезда, параметры которого представлены в табл. 1, а расчетные значения пути выбега представлены в табл. 2, результаты расчета средней ошибки аппроксимации для каждой начальной скорости выбега при измене-

Таблица 2

Результаты расчетов пути выбега автопоезда

v_0 \ $v_в$	−5	−4	−3	−2	−1	0	1	2	3	4	5
27,8	2840	2971	3105	3244	3386	3531	3678	3826	3973	4120	4266
25,0	2497	2613	2731	2853	2978	3104	3231	3359	3485	3609	3731
22,2	2148	2247	2349	2454	2559	2666	2773	2879	2982	3083	3181
19,4	1795	1877	1962	2048	2135	2221	2307	2390	2471	2548	2622
16,7	1442	1508	1575	1642	1710	1776	1840	1902	1960	2015	2065
13,9	1098	1147	1196	1245	1293	1340	1384	1426	1463	1497	1527
11,1	771	804	837	869	900	929	955	979	999	1016	1030
8,3	475	495	513	531	547	562	575	585	593	599	602

Таблица 3

Значения средней ошибки линейной аппроксимации

v_0, м/с	27,8	25,0	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3
$\bar{\varepsilon}$, %	0,22	0,14	0,11	0,21	0,41	0,66	0,97	1,31

нии скорости ветра в пределах 5 м/с представлены в табл. 3.

Анализ полученных результатов показывает, что с высокой степенью точности зависимость между скоростью ветра и путем выбега автопоезда может считаться линейной. Аналогичные результаты были получены и для других моделей исследовавшихся автопоездов производства ОАО "КАМАЗ". Кроме того, нет причин сомневаться в том, что сделанный вывод будет справедлив и для автопоездов иных производителей.

Коррекция влияния ветра на результаты испытаний. Учет скорости ветра при определении пути выбега автопоезда может быть реализован двумя способами: экспериментальным (проведение заездов как по ветру, так и против ветра, с последующим усреднением результатов) и теоретическим. Экспериментальный способ учета влияния скорости ветра, используемый в настоящее время, позволяет получить достаточно точные результаты, однако требует сравнительно больших ресурсов на проведение испытаний. В данной работе предлагается иной способ учета скорости ветра, основанный на теоретических соотношениях.

Как было показано выше, для автопоезда с высокой степенью точности зависимость $S = S(v_в)$ можно считать линейной при сравнительно небольших значениях $v_в$ (до 5 м/с). Назовем приведенным значением пути выбега величину $S = S(0)$, т. е. значение пути выбега, полученное при отсутствии ветра. Тогда при малых значениях скорости ветра результаты эксперимента по определению пути выбега автопоезда связаны с приведенным значением пути выбега следующим соотношением:

$$S = S(0) + \frac{\partial S}{\partial v_в} v_в. \qquad (25)$$

Таблица 4

Значения средней ошибки линейной аппроксимации

v_0, м/с	27,8	25,0	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3
$\bar{\varepsilon}$, %	0,26	0,20	0,23	0,28	0,50	0,84	1,24	1,70

Здесь, как и ранее, положительные значения $v_в$ соответствуют попутному ветру, а отрицательные — встречному. Угловой коэффициент прямой $S = S(v_в)$ может быть получен путем дифференцирования зависимости, задаваемой формулой (12), и последующей подстановки в него значения $v_в = 0$:

$$\left.\frac{\partial S}{\partial v_в}\right|_{v_в = 0} = \frac{\delta_м m}{k_в A_л} \times$$

$$\times \left(\frac{k_2 v_0^2 + \left(k_1^2 + k_2^2\right) v_0}{k_1^2\left(k_1^2 + \left(v_0 + k_2\right)^2\right)} - \frac{k_1^2 + k_2^2}{k_1^3} \operatorname{arctg}\left(\frac{k_1 v_0}{k_1^2 + k_2^2 + k_2 v_0}\right) \right). \qquad (26)$$

При использовании данной формулы следует учитывать, что в процессе ее вывода скорость ветра бралась по абсолютной величине, поэтому в формуле (25) полученное значение производной следует брать с отрицательным знаком.

В табл. 4 приведены результаты расчетов средней ошибки линейной аппроксимации при использовании формул (25) и (26) при заданном значении приведенного пути выбега.

Следует отметить, что ошибка аппроксимации принимает наибольшее значение при высоких скоростях ветра, а при низких существенно меньше среднего. В качестве примера в табл. 5 приведены значения ошибки аппроксимации в зависимости от скорости ветра при начальной скорости выбега автопоезда 80 км/ч. Отрицательные значения $v_в$ соответствуют встречному ветру, положительные — попутному.

Сравнительный анализ содержимого табл. 3 и 4 показывает, что использование формул (25) и (26) дает точность ненамного меньшую, нежели использование метода наименьших квадратов. При этом можно по-прежнему говорить о чрезвычайно высокой точности аппроксимации.

Используя формулу (25), можно определить приведенное значение пути выбега автопоезда, если известен экспериментальный путь выбега, скорость ветра и параметры самого автопоезда:

$$S(0) = S + \frac{\partial S}{\partial v_в} v_в. \qquad (27)$$

Таблица 5

Значения ошибки линейной аппроксимации

$v_в$, м/с	–5	–4	–3	–2	–1	0	1	2	3	4	5
ε, %	0,61	0,33	0,14	0,05	0,01	0,00	0,01	0,06	0,18	0,41	0,75

Таким образом, с учетом полученных соотношений, можно предложить следующий алгоритм определения приведенного значения пути выбега автопоезда (пути выбега при нулевой скорости ветра):

1. Определить путь выбега S и скорость ветра $v_в$ экспериментальным путем.

2. Определить приближенные значения параметров автопоезда, используя известные теоретические разработки (например, работы [5—8]).

3. Определить приведенное значение пути выбега автопоезда, используя формулу (27).

В дальнейшем можно определить истинные значения параметров автопоезда, используя в расчетах приведенное значение пути выбега.

Заключение. Результаты проведенных исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. Получены аналитические выражения для определения пути выбега автопоезда при отсутствии ветра, при наличии попутного или встречного ветра.

2. Даже при нормативных значениях скорости ветра результаты испытаний по оценке выбега автопоезда различаются до 12 % при скорости ветра 3 м/с и до 20 % при скорости ветра 5 м/с, как в большую, так и в меньшую сторону.

3. Зависимость пути выбега автопоезда от скорости ветра имеет характер, чрезвычайно близкий к линейному.

4. Получены аналитические выражения для определения пути выбега автопоезда как линейной функции от скорости ветра.

5. Предложен алгоритм уточнения результатов испытаний по определению пути выбега автопоезда и приведению его к значению, соответствующему отсутствию ветра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **ГОСТ 22576—90.** Автотранспортные средства. Скоростные свойства.
2. **Тарасик В. П.** Теория движения автомобиля [Текст] / В. П. Тарасик. — СПб: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
3. **Смирнов Г. А.** Теория движения колесных машин [Текст] / Г. А. Смирнов. — М: Машиностроение, 1990. — 352 с.
4. **Грановский В. А.** Методы обработки экспериментальных данных при измерениях [Текст] / В. А. Грановский, Т. Н. Сирая. — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. — 288 с.
5. **Петрушов В. А.** Мощностной баланс автомобиля [Текст] / В. А. Петрушов, В. В. Московкин, А. Н. Евграфов. — М.: Машиностроение, 1984. — 160 с.
6. **Петрушов В. А.** Оценка аэродинамических качеств и сопротивлений качению автомобиля в дорожных условиях [Текст] / В. А. Петрушов // Автомобильная промышленность, 1985. — № 11. — С. 14—20.
7. **Корст Х. Х.** Определение параметров лобового сопротивления автомобиля из экспериментов по движению накатом при неидеальных внешних условиях [Текст] / Х. Х. Корст, Р. А. Уайт // Теоретические основы инженерных расчетов, Т. 103. 1981. — № 1. — С. 182—191.
8. **Карабцев В. С.** Расчетная оценка динамических характеристик грузовых АТС [Текст] / В. С. Карабцев, Д. Х. Валеев // Автомобильная промышленность, 2004. — № 2. — С. 7—9.

"КАМАЗ" посетили новолипецкие металлурги

ОАО "КАМАЗ" с рабочим визитом посетила делегация металлопрокатной компании NLMK Clabecq, расположенной в Бельгии и входящей в структуру Новолипецкого металлургического комбината.

Делегацию возглавил генеральный директор "НЛМК Европа Толстый лист" Игорь Саркиц, которому также подчиняется подразделение компании по производству среднего и толстого листа в бельгийском городе Клабек. Гости посетили автомобильный завод "КАМАЗа", где ознакомились с работой главного сборочного конвейера и конвейера сборки кабин. Кроме того, были проведены деловые переговоры с генеральным директором "КАМАЗа" Сергеем Когогиным, директором по развитию Иреком Гумеровым, главным конструктором Данисом Валеевым, другими топ-менеджерами компании. Стороны обсудили варианты дальнейшего взаимовыгодного сотрудничества.

В прошлом году Липецкая производственная площадка группы НЛМК реализовала около 250 тыс. тонн продукции предприятиям автопрома, в том числе "КАМАЗу".

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

ИЗМЕНЕНИЯ В ФЕДЕРАЛЬНОМ ЗАКОНЕ "О БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ"

Госавтоинспекция разъясняет основные нововведения в закон, которые вступили в силу с 5 ноября 2013 года.

МОПЕД И СКУТЕР? ТОЛЬКО С ПРАВАМИ!

Первое важное нововведение касается мопедов и скутеров. Для управления такими транспортными средствами вводится новая категория "М". Получить права на скутер или мопед можно будет с 16 лет. При этом гражданам, имеющим права любой другой категории, открывать категорию "М" и сдавать экзамены не придется. Им будет достаточно имеющегося водительского удостоверения.

БОЛЬШЕ ПОДКАТЕГОРИЙ — БОЛЬШЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ГРАЖДАНИНУ ВЫБРАТЬ ТУ ПРОГРАММУ ОБУЧЕНИЯ, КОТОРАЯ ЕМУ НЕОБХОДИМА.

Второй момент, который вводится этим законом — подкатегории. До введения данного закона у нас существовали категории A, B, C, D и, соответственно, с прицепами — BE, CE, DE. Теперь закон вводит так называемые подкатегории: A1, B1, C1, D1, C1E, D1E.

Для чего они нужны? Во-первых, это требование международного законодательства. Во-вторых, это дает гражданину больший простор в выборе той учебной программы, которая ему необходима. Ведь если кандидат в водители хочет ездить на джипе, имеющем 10 посадочных мест — это одна ситуация. А если на огромной фуре, тягаче — другая. Сейчас и тот, и другой должны иметь права категории "С", а с 5 ноября первый сможет открыть себе подкатегорию "С1" — для управления транспортными средствами, максимальная масса которых свыше 3,5 т, но не превышает 7,5 т.

То же самое касается и остальных подкатегорий:

- "A1" — будет давать право на управление мотоциклами малой мощности с рабочим объемом двигателя меньше 125 см^3 и максимальной мощностью 11 кВт.
- "B1" — вводится для вождения трициклов и квадроциклов.
- "C1" — автомобили разрешенной массы от 3,5 до 7,5 т.
- "D1" — автомобили, предназначенные для перевозки пассажиров, имеющие от 9 до 16 посадочных мест помимо сиденья водителя. Это, к примеру, "маршрутные такси". Такому водителю нет необходимости проходить программу обучения, рассчитанную для водителей автобусов-"гармошек". Ему достаточно пройти обучение на микроавтобусе.
- "C1E" и "D1E" — транспортные средства соответствующих подкатегорий (C1 и D1) с прицепами, имеющими максимальную массу свыше 750 килограмм.

МОЩНЫЕ МОТОЦИКЛЫ — ТОЛЬКО С 18 ЛЕТ!

Также частично изменились возрастные ограничения для каждой подкатегории. Водительские удостоверения подкатегории "A1" (легкие мотоциклы) можно будет получить с 16 лет.

Право на управление транспортными средствами категорий A, B, C, а также подкатегорий B1 и C1 будет даваться только с 18 лет. То есть управлять тяжелыми мотоциклами можно будет только с 18 лет, а не с 16, как раньше. Автобусами категорий D1 и D можно будет управлять только с 21 года. Единственное исключение для автобусов, принадлежащих вооруженным силам. Если молодой человек проходит военную службу, – тогда ему будет разрешено управлять автобусом с 19 лет.

Важно отметить, что никакого обязательного обмена водительских удостоверений не будет, все они будут действовать до окончания срока. При этом все, у кого есть права основной категории, также смогут управлять транспортными средствами соответствующей подкатегории.

НЮАНСЫ "АВТОМАТА".

Следующий момент, который принят данным законом — введена возможность сдачи экзамена на автомобиле с автоматической коробкой передач. Единственный нюанс — в водительских удостоверениях водителей, которые сдавали экзамен на автомобиле с автоматической коробкой передач, будет ставиться ответствующая отметка — "управление только с АКПП" — автоматической коробкой переключения передач. Если такой водитель захочет пересесть на "механику", то ему придется заново сдать практический экзамен на автомобиле с механической коробкой передач.

Если гражданин учился на "механике", то эта отметка ему не ставится и, соответственно, он может управлять любыми транспортными средствами.

ЭКСТЕРНА БОЛЬШЕ НЕ БУДЕТ.

Следующий принципиальный момент. Этим законом исключается так называемый экстерн. То есть из закона исключается норма о допуске к экзаменам после самостоятельной подготовки. Таким образом, сдавать экзамены граждане смогут только после прохождения соответствующего обучения в автошколе.

ИНОСТРАННЫЕ ВОДИТЕЛЬСКИЕ УДОСТОВЕРЕНИЯ: ДОСТУП К РАБОТЕ ВОДИТЕЛЕМ ЗАКРЫТ.

И, наконец, последний принципиальный момент, вводимый законом – запрет на работу водителем лицам с иностранными водительскими удостоверениями. То есть, все, кто перевозит пассажиров и грузы, должны будут иметь российские национальные водительские удостоверения.

ALLISON ПРОКЛАДЫВАЕТ ПУТЬ ПОД ЗЕМЛЕЙ

Грузовики LKAB с коробками передач Allison работают на километровой глубине на железных рудниках в северной части Швеции. Об этом идет речь в пресс-релизе Allison Transmission (NYSE: ALSN).

"Более 125 лет назад началась промышленная разработка залежей чистой магнетитовой руды месторождения Мальмбергет. Проект, реализация которого стала возможной благодаря прокладке нового железнодорожного пути для транспортировки руды в портовый город Лулео, задал новый вектор промышленного развития всей северной части Лапландии. В настоящее время шведская государственная горнодобывающая компания LKAB реализует многолетнюю программу по обновлению всего парка техники.

С середины 1970-х годов в парке компании LKAB работает порядка 50 горнодобывающих машин, оснащенных полностью автоматическими коробками передач Allison. Ханс Дегерман (Hans Degerman), специалист по техническому обслуживанию LKAB, объясняет, почему важна долговечность коробок передач в технике для добычи полезных ископаемых: "Наши грузовики заняты в перевозках тяжелых грузов на коротком плече, при этом специфика работы подразумевает частые остановки при движении на подъемах, что влечет за собой повышенный износ техники. Средняя скорость движения составляет 25 км/ч, при этом ежегодный пробег — 80 000 километро", — отметил Ханс Дегерман.

Разработку половины из 20 рудных скоплений месторождения Мальмбергет компания LKAB ведет методом подэтажного обрушения. С 2012 года основные транспортировочные маршруты начинаются с глубины 1250 метров.

Недавно парк LKAB пополнился двумя грузовиками Scania G480 8 S 4 грузоподъемностью 90 т, оснащенными полностью автоматическими коробками передач Allison серии 4000. Еще один грузовик, также оснащенный полностью автоматической коробкой передач Allison, принадлежит компании Erik Landstrom Akeri и используется для уборочных работ под землей. Для работы по 10 часов, изо дня в день, в сложных условиях необходимо надежное и долговечное оборудование, каким, по мнению Ульфа Лэндстрема из компании Erik Landstrom Akeri, и являются коробки передач Allison.

"Мы вынуждены двигаться с очень низкой скоростью. Пыль железной руды в два раза тяжелее обычной дорожной пыли, а подметальной машине приходится перемещать тяжелый груз вверх по штольням с уклоном в 10 градусов, постоянно останавливаясь и снова трогаясь с места.

Гидротрансформатор трансмиссии Allison обеспечивает непрерывную передачу мощности и плавное трогание с места без рывков, что в сочетании с возможностью не отвлекаться на переключение передач позволяет водителям полностью сосредоточиться на выполняемой работе во время длинной смены", — подчеркнул Лэндстрем.

Дилер Scania — компания Norrlands Bil, поставившая LKAB новую технику, — в сотрудничестве с производителями кузовов и поставщиками горнодобывающего оборудования реализует постоянно развивающийся проект под названием "Оптимальный грузовик для горнодобывающей отрасли". Согласно требованиям Norrlands Bil, для того чтобы соответствовать условиям проекта, техника должна быть оснащена полностью автоматической коробкой передач Allison".

Подготовил В. А. Волчков,
главный редактор сайта www.autotransportnik.ru

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Poleschuk C.* Off-road articulated dump trucks AMCODOR
Coupled of road dumpers with articulated frame are introduced (the AMCODOR company production). Their technical properties and operating characteristics are given.
Keywords: dumper, articulated frame

11 *Zorin V., Baurova N.* Quality assurance of repair of machines elements by polymeric materials restored
In the article ways of quality assurance of connections by polymeric materials restored are considered. It is shown, that at repair with use of the glues, the errors admitted on one operation cannot be eliminated on the subsequent, therefore the big attention is necessary for giving interoperational quality assurance.
Keywords: quality assurance, polymeric materials, parameters of quality of glues, repair of machines, technological process

14 *Dyakov I.* Determination of the hysteresis properties of the towing hitch of trucks
The results of the hysteresis properties of the towing hitchof the tractor when using polyurethane foam are presented. Graphic hysteresis characteristics and transient processes of damping elements are given. The logarithmic damping decrement is used as the indicator of the quality of the towing hitch, and the function of the durability is related to the energy consumption expressed in the terms of square of the hysteresis loop based on the number of loading cycles.
Keywords: mathematical model, the vehicle, damping decrement, internal friction, the accumulation of fatigue damaging, damping factor

19 *Debelov V., Ivanov V., Kozlovskiy V., Stroganov V., Utt V.* The electronic system controlling the speed of the car is in the mode and speed limits
The paper presents a hardware implementation of the advanced electronic speed control system of the vehicle.
Keywords: quality of the functioning of vehicles; electronic control speeding car

24 *Staljarov V.* Methodical support to determine the extent of the destruction of road constructions from the impact of vehicles
The article investigates the impact of vehicles on the degree of destruction of road structures in thp design of motor roads with regard to risk theory. The proposed approach allows on the stage of projecting of motor roads taking into account the perspective of the intensity and composition of the traffic flow to nominate the best design of the pavement in order to avoid premature destruction, and, further, the operational phase of the road to make timely, informed decisions to reduce the necessary size of a transport load in the event of premature destruction of road constructions.
Keywords: vehicle, road, road pavement, risk (pace) destruction, theory of risk

32 *Kochetkov A., Yankovsky L., Sukhov A., Strizhevsky D.* Safety of highways: methodological analysis of application of the indicator of flatness of IRI in system of diagnostics of highways
Questions of the methodological analysis of application of an indicator of flatness of IRI in system of diagnostics of highways are considered.
Keywords: flatness, highway, flatness indicator, diagnostics, car

36 *Shalimov V., Dvortsov A.* Thermometric method of diagnosing of internal combustion engines
In article the thermometric contactless method of diagnosing of various systems and mechanisms on the basis of measurement of thermal fields in infra-red area of a spectrum is considered. The device and technical characteristics of the modern devices (pyrometers) is described, allowing to spend contactless measurement of temperature. The new method of diagnosing of internal combustion engines by contactless measurement of temperature of the fulfilled gases is offered.
Keywords: diagnosing, a pyrometer, temperature of the fulfilled gases, the optical permission, the fuel pump of a high pressure, the mechanism

40 *Asanov A., Demyanov D., Valeev D., Karabtsev V.* Evaluation of the wind influence on the results of tests to determine the slowdown path of a road-train
The possible impact of the wind on the results of tests to determine the slowdown path of a car/road-train was estimated. It is shown that for a significant amount of frontal area even normative indicators of the wind speed can significantly distort the test results. There were suggested ways to improve methods of measurement of the slowdown path in the presence of the wind by introducing correction factors.
Keywords: road-train, mathematical model, slowdown path, the wind influence, the processing of measurement results

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *М. Г. Джавадян*
Сдано в набор 26.09.2013. Подписано в печать 25.11.2013. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4