Грузовик с приложением

6
2014

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук, гл. констр. ОАО "КАМАЗ"
В.М. Вовк, ген. дир. ОАО МЗКТ
В.А. Волчков, гл. ред. "Autotransportnik.ru"
С.М. Гайдар, д-р техн. наук, проф., МСХА им. К.А. Тимирязева
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана
В.А. Зорин, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
А.М. Иванов, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
Н.И. Иващенко, д-р техн. наук, МГТУ им. Н.Э. Баумана
В.В. Комаров, канд. техн. наук, зам. ген. директора ОАО НИИАТ
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
О.Н. Румянцева, ком. директор ООО "Издательство Машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
В.С. Устименко, канд. техн. наук, НИИЦ АТ ФГУ 3 ЦНИИ МО РФ
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф. Уфимского ГАТУ
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана

Корпункты:
Я.Е. Карповский (г. Минск)
В.Г. Дьяченко (г. Харьков)

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», 2014

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 *Николаев Ю. И., Гринюк В. С., Гарах В. А., Поплавский Д. Э.* Перспективное семейство автомобилей многоцелевого назначения ОАО "МЗКТ"

10 *Марков В. А. Девянин С. Н., Савастенко А. А.* Системы топливоподачи дизельного двигателя, работающего на смесях дизельного топлива и рапсового масла

16 *Перчаткин Ю. В.* Основные технико-эксплуатационные показатели прицепного тракторного транспорта

Городской пассажирский наземный транспорт

21 *Гребенюк В. В., Дунин А. В., Князьков Г. Д., Максимов В. А.* Особенности эксплуатации новых моделей городских автобусов

Практика

24 *Гребенников А. С., Гребенников С. А., Никитин А. В., Петров М. Г., Федоров Д. В.* Концепция диагностирования элементов автомобиля динамическим методом

27 *Жанбиров Ж. Г., Кенжегулова С. Б.* Оптимизация планирования и организация эксплуатации грузовых автомобилей

Исследования. Расчет

29 *Рябов И. М., Поздеев А. В., Соколов А. Ю., Малинин Н. Н.* Эффективная площадь пневматической шины и методика определения закона ее изменения при вертикальной деформации

34 *Горобцов А. С., Карцов С. К., Поляков Ю. А.* Расчет жесткостных параметров виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков рычагов независимых пружинных подвесок автомобиля повышенной проходимости

Эксплуатация. Ремонт

37 *Макушин А. А., Хуснетдинов Ш. С., Шафеев Д. Р.* Ремонт и восстановление маховика и механизма сцепления силовых агрегатов грузовых автомобилей

40 *Карагодин В. И., Малютин В. О.* Прогнозирование трудоемкости ремонта передней подвески автомобилей при диагностировании

Профессия

43 *Чебышев А. Е., Титов А. Е.* Концепция государственной системы допуска к профессиональной деятельности водителей

48 *Abstracts of articles*

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

Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru

Информация на сайте Autotransportnik.ru

УДК 629.114

Ю. И. Николаев, В. С. Гринюк, В. А. Гарах, Д. Э. Поплавский,
ОАО "Минский завод колесных тягачей" (ОАО "МЗКТ"), Республика Беларусь, г. Минск
E-mail: ugk@mzkt.by

ПЕРСПЕКТИВНОЕ СЕМЕЙСТВО АВТОМОБИЛЕЙ МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ ОАО "МЗКТ"

Рассмотрены современные технические требования к автомобилям многоцелевого назначения и некоторые технические решения, реализованные в их конструкции на ОАО "МЗКТ".

Ключевые слова: *автомобили многоцелевого назначения технические требования, подвижность, защищенность, трансмиссия, гидромеханическая передача, независимая подвеска колес, каркасно-панельная кабина.*

Основным наземным средством перевозок личного состава, вооружения и военной техники (ВВТ), боеприпасов и материально-технических средств является в настоящее время (и в ближайшее время останется) военная автомобильная техника (ВАТ). Значительный прогресс последних десятилетий в развитии средств разведки и поражения кардинально изменил роль и место ВАТ в системах вооружения. Сегодня ВАТ, оставаясь основным средством подвижности, превратилась в средство обеспечения боевой эффективности вооружения, а также становится основным средством обеспечения живучести комплексов вооружения. Исходя из важности решаемых ВАТ задач, государства всегда уделяли и будут уделять постоянное внимание вопросам ее развития и совершенствования.

Анализ современного состава автомобильных парков Вооруженных Сил (ВС) стран, развитых в военной области, показывает, что, как правило, они включают в себя колесные машины боевого, тылового (транспортного) и специально-технического обеспечения и имеют примерно следующую структуру типажа [1]:

— специальные колесные шасси и тягачи;
— автомобили многоцелевого назначения;
— прицепы и полуприцепы;
— кузова-фургоны и кузова-контейнеры;
— военно-гусеничные машины транспортно-тягового класса;
— ремонтно-эвакуационные машины и машины технической помощи;
— мастерские подвижные специальные для ТО и ремонта ВАТ;
— средства обеспечения эксплуатации ВАТ.

ОАО "МЗКТ" на протяжении длительного периода поставляет на мировой рынок ВАТ специальные колесные шасси и тягачи, а также полуприцепы и прицепы различной грузоподъемности. С учетом конъюнктуры рынка в последние годы на предприятии уделяется большое внимание созданию новых моделей наиболее представительной группы объектов ВАТ — автомобилей многоцелевого назначения (АМН) грузоподъемностью 4...15 т, которые обычно составляют 70—85 % от общей численности автомобильных парков стран, развитых в военной области.

Современные тактико-технические требования к АМН

Качественное изменение предназначения ВАТ на фоне интенсивного развития средств обнаружения и поражения обусловливает существенное расширение и ужесточение тактико-технических требований (ТТТ) к АМН. В связи с этим в течение ближайшего десятилетия ожидается значительное повышение

Таблица 1

Ожидаемое качественное изменение основных тактико-технических показателей АМН

Наименование показателя	Уровень повышения к 2025 г.
Надежность (средняя наработка на отказ, гарантийный срок эксплуатации, ресурс до капитального ремонта, оперативная продолжительность замены основного агрегата, периодичность технического обслуживания)	В 1,5—2 раза
Подвижность (максимальная скорость, средняя скорость по местности и грунтовым дорогам, удельная мощность, дорожный просвет, запас хода, глубина брода)	В 1,3—1,4 раза
Готовность к применению (температурный диапазон использования, эксплуатация на высоте, время подготовки к движению при отрицательных температурах)	В 1,5 раза
Защищенность (стойкость к воздействию ударной волны, стойкость к световому излучению, защита экипажа от пуль стрелкового вооружения, стойкость при подрыве на минах, защита от осколков мин, снарядов)	В 1,5—2,0 раза
Скрытность от технических средств разведки (деформирующее окрашивание техники, светомаскировочные устройства и приборы ночного видения, инфракрасное излучение, разность яркости объекта и фона)	В 1,3—1,4 раза
Уровень унификации (создание семейств ВАТ, межпроектная унификация)	В 1,2—1,3 раза

основных тактико-технических показателей [1], (таблицы 1 и 2).

Перспективные АМН будут также должны [4]:

— уверенно двигаться по всем видам дорог, мягким грунтам, пескам, болотистой и сильно пересеченной местности;

Таблица 2

Ожидаемое количественное изменение некоторых основных тактико-технических показателей АМН (для класса грузоподъемности 10 т)

Наименование показателя, единица измерения	Достигнутый уровень	Прогноз к 2015 г.
Грузоподъемность, т	10	10
Полная масса буксируемого прицепа, т	12	12
Мощность двигателя, кВт (л. с.)	220 (300)	243—390 (330—420)
Максимальная скорость, км/ч	85	85—95
Средняя скорость по грунтовым дорогам, км/ч	39—41	45
Глубина преодолеваемого брода, м	1,0	1,75
Гарантийная наработка, тыс. км	30	30
Ресурс до капитального ремонта, тыс. км	250	260
Масса взрывчатого вещества, которой противодействует АМН, с сохранением жизни экипажа, кг	0,7	8

— быть приспособленными к перевозкам и переброскам всеми видами морского и воздушного транспорта, а легкие машины — к десантированию с помощью парашютных систем;

— быть пригодными к эксплуатации при температурах от минус 55 °С до плюс 50 °С, то есть быть приспособленными к выполнению различных задач практически во всех регионах мира;

— иметь автоматизированные органы управления;

— иметь простые и удобные в использовании системы диагностики технического состояния.

Основные направления развития конструкций АМН

Специалисты разработали основные направления развития конструкций АМН в зависимости от их грузоподъемности. Так, АМН основного сегмента автомобильного парка (класс грузоподъемности от 4 до 15 т) должны иметь [3]:

— дизельные двигатели нового поколения с электронными системами управления, диагностики и защиты;

— автоматические гидромеханические передачи;

— модульные по конструкции кузов и каркасно-панельную кабину, приспособленные к бронированию;

— независимую управляемую подвеску всех колес;

— тормозные системы повышенной эффективности;

— электронное управление работой основных агрегатов шасси;

— бортовые информационно-управляющие системы;

— несколько вариантов бронезащиты кабины с композитной броней;

— противоминную защиту экипажа и наиболее ответственных узлов и агрегатов;

— радиальные бескамерные и боестойкие шины;

— высокоэффективные средства слежения за местностью;

— современные средства жизнеобеспечения;

— высокую степень унификации между семействами;

— типаж должен ограничиваться небольшим количеством базовых машин.

Развитие конструкций АМН должно происходить на основе современной агрегатной элементной базы, а их военно-технический облик должен создаваться с учетом развития автомобильных платформ.

Разработчики АМН на постсоветском пространстве испытывают определенные проблемы при реализации вышеуказанных направлений развития конструкций. Однако без решения этих проблем АМН, который нужен для вооруженных сил, не может быть создан.

Перспективное семейство АМН ОАО "МЗКТ"

История создания нового перспективного семейства АМН начинается с 2006 г., когда было принято решение об инициативной разработке базового шасси и разработано техническое задание на опытно-конструкторскую работу. При этом перед конструкторами была поставлена задача о максимальном приближении конструкции к соответствию современным тактико-техническим требованиям.

Таблица 3

Основные тактико-технические показатели перспективного семейства АМН ОАО "МЗКТ"

Наименование показателя, единица измерения	АМН 4×4	АМН 6×6	АМН 8×8
Масса снаряженного автомобиля, кг	6000	10000	15000
Грузоподъемность, кг	4000	12500	15000
Мощность двигателя, кВт (л. с.)	184 (250)	309 (420)	309 (420)
Угол въезда, град	40	40	40
Угол съезда, град	35	35	35
Глубина брода, м	1.75	1,75	1,75
Максимальная скорость, км/ч	100	100	100
Запас хода по расходу топлива, км	1200	1200	1200

Рис. 1. Внешний вид базового АМН перспективного семейства ОАО "МЗКТ" с колесной формулой 6×6

Новое семейство АМН ОАО "МЗКТ" включает в себя базовое шасси с колесной формулой 6×6 и шасси с колесной формулой 4×4 и 8×8 грузоподъемностью от 4 до 15 т (табл. 3). В перспективе планируется разработка АМН с колесной формулой 10×10.

Базовый АМН ОАО "МЗКТ" представлен на рис. 1.

Далее рассматриваются некоторые особенности конструкции АМН, оказывающие решающее влияние на повышение подвижности, значительное влияние на повышение надежности, удобство эксплуатации, защищенности.

Гидромеханическая передача (ГМП)

Достоинствами ГМП является широкий диапазон тяговых и скоростных характеристик. Они эффективнее своих механических аналогов, поскольку при использовании последних водитель армейской машины переключает передачу по 150...200 раз в час. Естественно, что такой режим работы отвлекает внимание от дороги и утомляет водителя (что имеет особое значение в боевых условиях).

Плавное приложение и изменение крутящего момента, подводимого к ведущим колесам, осуществляемое гидродинамическим трансформатором (ГДТ), а также переключение ступеней в планетарной коробке передач (ПКП) под нагрузкой без разрыва потока мощности обеспечивают уверенное движение машин по бездорожью, преодоление препятствий, подъемов, а также движение с ползучими скоростями, трогание и маневрирование.

В тяжелых дорожных условиях эксплуатации сами ГМП имеют значительно бóльший срок службы, чем механические коробки передач, а долговечность других агрегатов — двигателя, карданных, главных, колесных передач — также повышается благодаря снижению динамических нагрузок и га-

шения в ГДТ высокочастотных крутильных колебаний крутящего момента двигателя.

При разработке ГМП для нового семейства АМН учитывались следующие общие требования [2]:

1) трансмиссия должна иметь непрозрачную характеристику, т. е. изменение нагрузки на колесах машины не должно влиять на режим работы двигателя — двигатель должен работать на постоянных оборотах при постоянной мощности;

2) трансмиссия должна непрерывно изменять факторы силового потока в соответствии с изменением условий движения и условиями взаимодействия колеса с опорной поверхностью;

3) трансмиссия должна обеспечивать автоматизированное (автоматическое), а в случае необходимости и принудительное управление;

4) трансмиссия должна иметь высокий КПД на всех режимах работы или область высоких значений КПД, должна приходиться на наиболее применяемые режимы работы;

5) трансмиссия должна иметь минимально возможные габариты и массу;

6) трансмиссия должна быть надежной в работе;

7) трансмиссия должна обеспечивать легкость разветвления потока мощности на ведущие колеса и на вспомогательные приводы.

При разработке ГМП для нового семейства АМН учитывались специальные требования, характерные для ВАТ:

— ГМП не должна затруднять пуск двигателя с помощью штатных пусковых средств и способом буксирования, а также не должна исключать возможности торможения машин двигателем и гидрозамедлителем;

— конструкция ГМП и ее систем должна быть выполнена в модульном исполнении;

— ГМП должна иметь автоматическую (основную), командную (дублирующую) и аварийную системы управления переключением передач. Автоматическое переключение передач и блокировку (разблокировку) ГДТ должны осуществляться от электронной системы управления (ЭСУ), дублирующее — от избирателя режимов на месте водителя; переход с автоматического управления на командное и обратно должен осуществляться без остановки машины;

— при принудительном отключении или выходе из строя ЭСУ ГМП в передаче должно устанавливаться исходное положение исполнительных устройств, позволяющее обеспечить сохранение подвижности машины, а при необходимости — должны включаться механические системы (например, аварийная система управления), способствующие сохранению подвижности; аварийная система переключения передач должна обеспечивать включение одной из низших передач переднего и заднего хода, допуская остановку машины и эксплуатацию ее без ограничения по пробегу;

— конструкция ГМП должна быть приспособлена к техническому диагностированию в процессе эксплуатации;

— автоматическая система управления должна обеспечивать аварийно-предупредительную сигнализацию и защиту ГМП при достижении во время работы предельных значений контролируемых параметров.

Для перекрытия мощностного диапазона 184...478 кВт (250...650 л. с.), к которому относится значительная часть техники, выпускаемой ОАО "МЗКТ", было решено разработать типоразмерный ряд из четырех ГМП. С целью сокращения производственных затрат была выбрана стратегия, предполагающая комбинацию четырех различных по преобразующей способности ГДТ и двух базовых ПКП, рассчитанных на различный входной крутящий момент.

Лопастные системы ГДТ имеют различные активные диаметры, различные максимальные коэффициенты преобразования момента и максимальный к.п.д. около 0,9.

Две базовые ПКП на входной момент 3000 и 5000 Нм выполнены по одной кинематической схеме и имеют во многом унифицированную конструкцию. Они отличаются параметрами планетарных механизмов и количеством фрикционных дисков. Кинематическая схема семейства ГМП ОАО "МЗКТ" приведена на рис. 2. Основное преимущество этой схемы состоит в том, что в процессе переключения передач изменяется состояние только одного фрикциона, что значительно упрощает процесс регулирования плавности переключения.

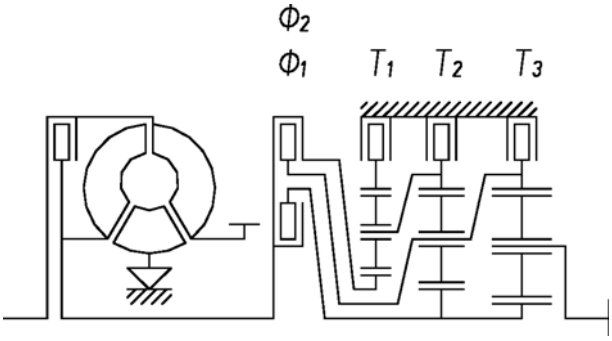

Рис. 2. Кинематическая схема семейства ГМП ОАО "МЗКТ"

В основу конструктивного исполнения семейства ГМП положен модульный принцип. Основными узлами, предназначенными для соединения с базовой ПКП, являются:

— гидротрансформатор с собственной системой питания, управления и передним насосом;

— диапазонный редуктор;

— трехвальная раздаточная коробка (РК);

— механизм дифференциального привода мостов;

— передние крышки ГДТ и РК с приводом, если это необходимо для отдельной установки;

— задняя крышка ПКП с выходным валом и задним насосом;

— поддоны ПКП и РК;

— механизмы отбора мощности;

— гидродинамический тормоз-замедлитель.

Комбинация этих узлов позволяет получить ГМП с требуемыми входными и выходными характеристиками и набором внешних устройств (отборы мощности, дополнительные насосы и др.).

Гидросистемы и системы управления у всех ГМП максимально унифицированы. Гидравлическая система ГМП работает от двух насосов: переднего с приводом от насосного колеса ГДТ и заднего с приводом от выходного вала ГМП. Наличие заднего насоса позволяет разгрузить передний при достижении определенной скорости движения, обеспечить смазку ГМП при буксировке автомобиля с неработающим двигателем, а также пуск двигателя буксировкой автомобиля.

Микропроцессорная система автоматического управления (МСАУ) ГМП состоит из следующих основных частей:

— селектор передач;

— панель индикации;

— система управления фрикционами.

Система управления фрикционами включает в себя следующие основные элементы:

— микропроцессорный блок управления;

— модули электрогидравлические;

— жгут проводов;

— датчик частоты вращения выходного вала ГМП;

— датчики главного давления ГМП, давления на входе в ГДТ и давления смазки ГМП;

— датчик температуры рабочей жидкости ГМП.

Информационные и управляющие сигналы передаются между электронными устройствами системы по CAN-шине (протокол SAE J1939).

МСАУ ГМП выполняет следующие основные функции:

— сбор информации с датчиков и органов управления транспортного средства (ТС);

— управление процессами переключения передач и блокировки ГДТ;

— диагностика ГМП и самодиагностика МСАУ;

— отображение информации о режимах работы ГМП и диагностической информации на панели индикации.

Дополнительными функциями МСАУ ГМП являются:

— управление двигателем во время переключения передач ГМП, с целью снижения нагрузок на трансмиссию;

— ведение журнала аварий;

— изменение порогов переключения передач и блокировки ГДТ с персонального компьютера.

МСАУ ГМП может работать в трех режимах:

— автоматическое управление ГМП (режим "Автомат");

— командное управление ГМП (режим "Ручной");

— аварийное управление ГМП (режим "Аварийный").

В режиме "Автомат" МСАУ ГМП осуществляет автоматические переключения передач и производит блокировку/разблокировку ГДТ (при движении транспортного средства вперед).

В режиме "Ручной" процесс переключения передач инициируется водителем с помощью селектора передач. Управление блокировкой ГДТ осуществляется полностью автоматически.

В режиме "Аварийный" возможно включение только первых передач переднего хода и заднего хода. Процесс переключения передач инициируется водителем с помощью селектора передач. В режиме "Аварийный" блокировка ГДТ не включается.

Защитные функции МСАУ ГМП предусматривают уменьшение числа разрешенных для движения передач ГМП, отображаемых на панели индикации. Если действие запрета связанно с обнаружением неисправности МСАУ или ГМП (или неготовности к работе), то на панель индикации также выводится индикатор аварии в трансмиссии и код неисправности.

Краткие технические характеристики семейства ГМП приведены в табл. 4.

Внешний вид ГМП на входную мощность 404 кВт (550 л. с.) показан на рис. 3.

В настоящее время проводятся работы по созданию новых моделей ГМП на входную мощность 147...183 кВт (200...250 л. с.) и 588...735 кВт (800...1000 л. с.).

Таблица 4

Краткие технические характеристики семейства ГМП ОАО "МЗКТ"

Наименование параметра	ГМП-3361	ГМП-4361	ГМП-5561	ГМП-6561
Входная мощность номин., кВт (л. с.)	243 (330)	316 (430)	404 (550)	478 (650)
Входной крутящий момент макс., Нм	1600	1750	1950	2500
Входная частота вращения макс., мин$^{-1}$	2200	2200	2200	
Тип ГДТ	Трехколесный, комплексный, блокируемый			
Коэффициент трансформации ГДТ макс.	2,6	1,75	2,11	1,95
Активный диаметр, мм	390	450	430	480
КПД ГДТ макс.	0,87			
Тип ПКП	Планетарная			
Количество планетарных рядов	3			
Количество фрикционов	5			
Количество передач	6 + 1			
Передаточные числа по передачам:				
1	4,15		4,4	
2	2,16		2,2	
3	1,52		1,52	
4	1,0		1,0	
5	0,73		0,74	
6	0,63		0,65	
R	4,79		4,95	

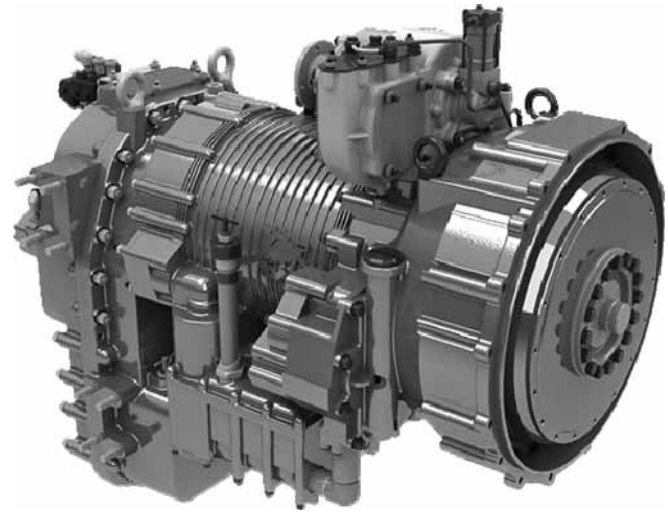

Рис. 3. Внешний вид ГМП на входную мощность 404 кВт (550 л. с.) ОАО "МЗКТ"

Независимая подвеска колес

На изделиях МЗКТ давно применяются независимые подвески шкворневого типа, в которых в качестве упругого элемента использовались торсионы или гидропневматические рессоры. Однако применение этих подвесок было возможно только на изделиях, у которых ширина превышала допустимый дорожный габарит.

Для нового семейства АМН разработана и реализована независимая подвеска различной грузоподъемности для изделий, не превышающих дорожный габарит.

В качестве направляющего устройства была применена двухрычажная безшкворневая подвеска с качанием рычагов только в поперечной плоскости. Путем подбора длин верхнего и нижнего рычагов удалось добиться минимального изменения колеи и увеличения хода колеса до 400 мм, что позволило

минимизировать рассогласование кинематики подвески и рулевого управления.

С целью сокращения точек смазки в шарнирных узлах рычагов направляющего устройства были применены втулки и вкладыши шаровых шарниров из полимерного композитного материала, не требующего смазки в процессе эксплуатации.

В качестве упругих элементов предусмотрена возможность использования гидропневматической рессоры или цилиндрической винтовой пружины со встроенным амортизатором. В обоих вариантах упругие элементы крепятся к нижнему рычагу для обеспечения минимальных габаритных размеров узла подвески.

Гидропневматическая рессора представляет собой гидроцилиндр без противодавления с вынесенным пневматическим энергоаккумулятором поршневого типа.

Применение гидропневматических упругих элементов в независимой подвеске позволило реализовать систему регулирования дорожного просвета двух типов:

— замкнутого типа, позволяющего изменять клиренс на определенную величину путем использования дозирующего цилиндра;

— открытого типа, позволяющего менять клиренс во всем диапазоне хода колеса вследствие применения электронных датчиков угла поворота рычагов и электронного блока управления.

В дальнейшем предполагается проведение работ по реализации электронного стабилизатора и упругого элемента с переменной жесткостью на основе реологических жидкостей.

Необходимо также отметить, что впервые был реализован принцип модульности: независимая подвеска, центральный редуктор моста, полуосевые карданы, ступицы колес, рулевое управление, тормозные камеры — все это представляет собой единый агрегат, который крепится к раме болтовым соединением. Причем подвеска управляемых мостов и неуправляемых мостов практически одинаковая и отличается только наличием дополнительной реактивной штанги в подвеске модулей неуправляемых мостов.

Конструкция одного из вариантов подвески, в котором вместо стойки устанавливается гидроцилиндр, а упругий и демпфирующий элементы объединены в один узел — упругий элемент поршневого типа со встроенным амортизатором, схематично показана на рис. 4. Данный вариант подвески может быть с регулированием.

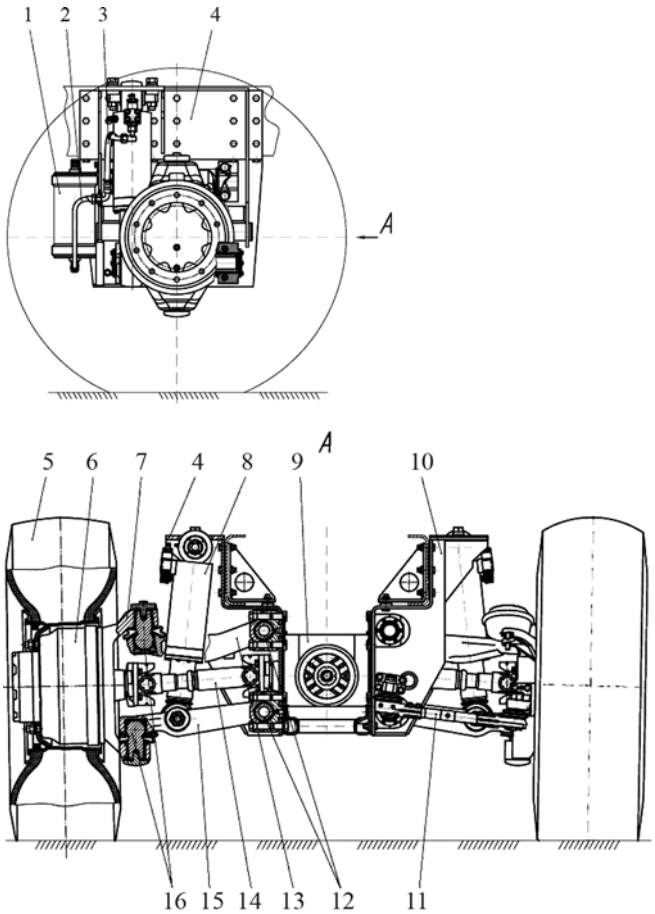

Рис. 4. Вариант независимой подвески колес с гидропневматической рессорой:

1 — упругий элемент поршневого типа; *2*, *3* — трубопроводы; *4*, *10* — кронштейны; *5* — колесо; *6* — ступица; *7* — стойка; *8* — цилиндр подвески; *9* — центральный редуктор моста; *11* — тяга; *12*, *16* — шарниры; *13* — верхний рычаг; *14* — карданный вал полуоси; *15* — нижний рычаг

Конструкция варианта подвески, в котором упругий элемент выполнен в виде пружины, а демпфирующий элемент — в виде амортизатора, которые объединены в амортизаторную стойку, закрепленную за нижний рычаг подвески, схематично показана на рис. 5.

Каркасно-панельная кабина

Конструкция каркасно-панельной кабины представляет собой каркас, сваренный из стальных труб прямоугольного сечения, обшитый стальными листами. Данная конструкция кабины позволяет без значительных доработок трансформировать ее в двухрядную кабину для использования на танкотранспортерах. Следует отметить, что, благодаря

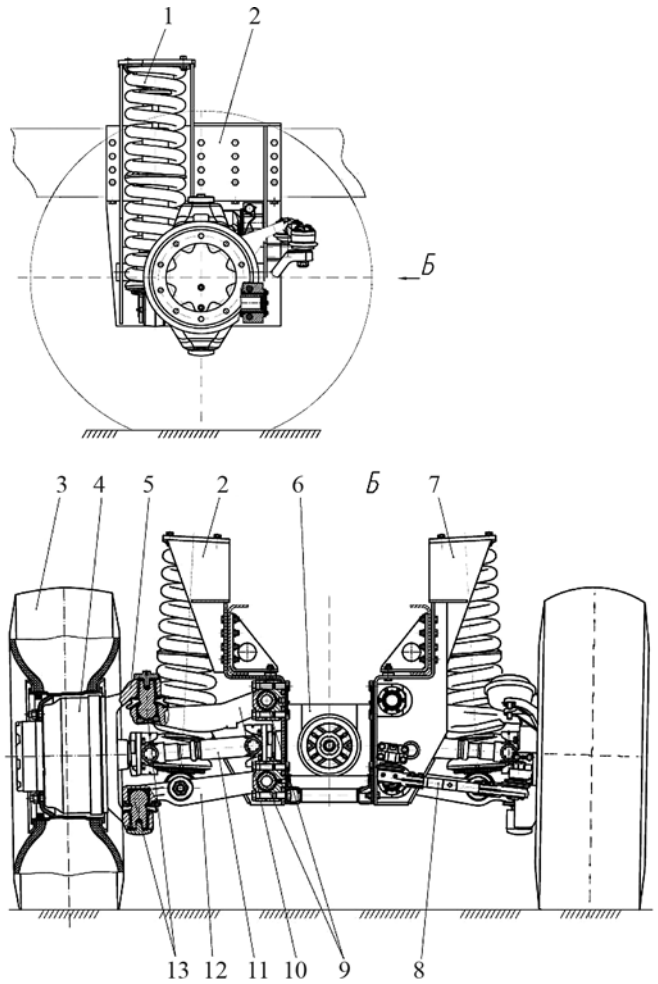

Рис. 5. Вариант независимой подвески колес с пружинной рессорой:

1 — амортизаторная стойка; *2*, *7* — кронштейны; *3* — колесо; *4* — ступица; *5* — стойка; *6* — центральный редуктор моста; *8* — тяга; *9*, *13* — шарниры; *10* — верхний рычаг; *11* — карданный вал полуоси; *12* — нижний рычаг

данной конструкции кабины, ее бронированное исполнение не составляет особых трудностей не только с точки зрения конструкции, но и производства, поскольку данное исполнение реализуется заменой стальных листов — бронированными. Внешний вид каркасно-панельной кабины ОАО "МЗКТ" показан на рис. 6.

Из других наработок ОАО "МЗКТ" в области создания перспективных АМН следует отметить: адаптацию дизельных двигателей нового поколения с электронным управлением, бронирование кабины,

Рис. 6. Внешний вид каркасно-панельной кабины ОАО "МЗКТ"

создание современных бортовых информационно-управляющих систем и систем жизнеобеспечения. В перспективе — выполнение комплекса работ по обеспечению выполнения требований к защищенности автомобиля и экипажа. Объем и содержание выполненных работ позволяют полагать, что предприятие уверенно движется в направления создания АМН, полностью соответствующего современным требованиям вооруженных сил.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Леонтьев А. Н.** и др. Основы надежности и ремонта транспортных средств специального назначения. Омск: СибАДИ, 2010. — 135 с.
2. **Белоусов Б. Н.** Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Б. Н. Белоусов, С. Д. Попов / Под общ. ред. Б. Н. Белоусова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. — 728 с.
3. **Шевченко А.** К военному автомобилю XXI века. Красная Звезда, 27.05.2013.
4. **Сидоров Б., Яситников В.** Характеристика парка современной военной автомобильной техники зарубежных стран. Журнал "Зарубежное военное обозрение", № 1, 2003.

УДК 621.436

В. А. Марков, д-р техн. наук, МГТУ им. Н. Э. Баумана, **С. Н. Девянин**, д-р техн. наук, МГАУ им. В. П. Горячкина, **А. А. Савастенко**, канд. техн. наук, Российский университет дружбы народов
E-mail: markov@power.bmstu.ru

СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СМЕСЯХ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И РАПСОВОГО МАСЛА

Проанализированы конструкции топливных систем для топливоподачи смесей дизельного топлива и рапсового масла. Проведены экспериментальные исследования дизелей типов Д-242 и Д-245 на смесях этих двух топлив.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, система топливоподачи, дизельное топливо, рапсовое масло, смесевое биотопливо.*

Современный этап развития двигателестроения характеризуется увеличением потребления нефтяных топлив, повышением мировых цен на нефтепродукты и ухудшением экологической обстановки, вызванным быстрым ростом количества различных транспортных средств. При их эксплуатации на территории Российской Федерации ежегодно сжигается около 110—115 млн т топлива и 12—15 млн т смазочного масла (таблица) [1—3]. С отработавшими газами (ОГ) в атмосферу выбрасывается около 30 млн т вредных веществ, в том числе до 15 млн т монооксида углерода CO, 12 млн т оксидов азота NO_x, 2 млн т несгоревших углеводородов CH_x, 1 млн т сажи (углерода C) и $2 \cdot 10^{12}$ МДж тепловой энергии. При этом одним из главных потребителей моторных топлив продолжает оставаться автомобильный транспорт. Он потребляет 56,5 % всех моторных топлив, сжигаемых в различных транспортных средствах, и выбрасывает в атмосферу 71,3 % всех вредных веществ, выделяемых наземным, водным и воздушным транспортом. Поэтому все более актуальной становится проблема снижения выбросов в атмосферу токсичных компонентов ОГ двигателей внутреннего сгорания.

Приведенные данные показывают, что более половины вырабатываемого топлива потребляется автомобильным транспортом и около четверти приходится на сельскохозяйственную и лесопромышленную технику, а остальная четверть получаемого топлива потребляется другими видами транспорта. Основным источником топлива для транспорта в настоящее время является нефть, запасы которой ограничены. Приведенный прогноз показывает, что через 15—20 лет в мире останется только четыре нефтедобывающие страны, поэтому топливно-энергетическая проблема еще более обострится, если не будет решен вопрос применения альтернативного топлива для ДВС [4].

Каждые пять лет мировой автомобильный парк увеличивается на 5 %, а, следовательно, возрастает и потребность в топливе. Уже сейчас мировые потребности транспорта в топливе превышают его выработку. Возникающий дефицит топлива растет с ка-

Потребление топлива и вредные выбросы видов транспорта по РФ (данные на конец XX века)

Вид транспорта	Установленная мощность, %	Потребление топлива		Выбросы в атмосферу	
		%	млн т	%	млн т
Автомобильный транспорт	50,0	56,5	65,0	71,3	21,7
Сельскохозяйственные и лесопромышленные машины	20,0	23,5	27,0	17,8	5,4
Железнодорожный транспорт	16,0	11,0	12,6	6,3	1,9
Речной флот	8,0	5,9	6,8	2,6	0,8
Строительно-дорожные машины	4,0	1,9	2,2	1,3	0,4
Авиация	2,0	1,2	1,4	0,7	0,2
Всего	100,0	100,0	115,0	100,0	30,4

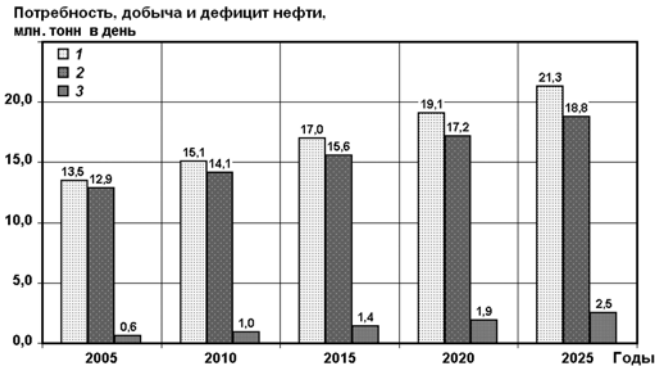

Рис. 1. Динамика роста мирового дефицита нефти, связанного с дисбалансом ее добычи и потребления:

1 — потребность в нефти; *2* — добыча нефти; *3* — дефицит нефти

ждым годом (рис. 1). Ожидается, что после 2020 г. дефицит нефти превысит 10 % объема добычи. Что касается нашей страны, то ситуация аналогичная. Разведанные запасы нефти сравнительно невелики, а открытие и разработка новых месторождений в труднодоступных районах потребуют существенно больших затрат, а значит, и большей стоимости получаемого топлива. Широкое внедрение природного газа как моторного топлива для транспорта и сельского хозяйства сдерживается вследствие отсутствия сети заправочных станций.

В качестве альтернативного топлива для дизелей большими перспективами обладает жидкое топливо на основе растительного масла, получаемого из рапса [1, 2, 5—7]. Преимущество использования рапсового масла состоит в том, что это возобновляемый источник энергии. Кроме того, при выращивании рапса поглощается диоксид углерода, который образовывался при его сжигании, и выделяется кислород, то есть организуется замкнутый цикл, способствующий улучшению экологической обстановки в городах и сельской местности. Эти аспекты способствовали созданию новых видов топлива для дизелей на основе рапсового масла в энергозависимых странах. Это топливо получило название "биодизель" и представляет собой метиловый эфир, получаемый в процессе химической реакции, называемой реакцией переэтерификации рапсового масла.

Для организации такой реакции к девяти массовым частям растительного масла добавляется одна часть метанола, и при температуре 50—80 °С в присутствии катализатора образуется метиловый эфир, а также побочный продукт — глицерин. Полученный эфир отличается хорошей воспламеняемостью в камере сгорания дизельного двигателя, обеспечиваемой высоким цетановым числом. Это позволяет использовать этот вид топлива в дизелях без прочих добавок, стимулирующих воспламенение. Метиловый эфир рапсового масла достаточно быстро разлагается при его проливах на почву, не нанося ей экологического вреда.

В Европе такое топливо используется в основном по двум принципиальным схемам: "французской" и "германской". В первом случае (во Франции) основной его потребитель — автотранспорт и, в частности, автобусы, проезд которых в некоторых крупных городах и отдельных провинциях на обычном дизельном топливе запрещен из-за больших выбросов вредных веществ в атмосферу. При этом штрафы за превышение норм выбросов токсичных веществ превышают разницу в стоимости "биодизеля" и обычного дизельного топлива. Исходя из такой схемы использования "биодизеля", Франция производит данный вид топлива централизованно, на мощных установках. За 2003 г. во Франции произведено 780 тыс. т "биодизеля", и наибольшее распространение получило топливо с добавкой 5 % чистого рапсового масла.

В Германии изготовлением "биодизеля" занимаются несколько фирм, а сырье им поставляют около ста заводов по всей стране. Фермеры или кооперативы фермеров, выращивающие рапс, покупают маломощные установки и производят масло, которое продают. Германия — лидер среди европейских стран – только за 2000 г. здесь был произведен 1 млн 300 тыс. т "биодизеля", что составляет половину общего объема его производства в Европе. Другую половину составляет доля Франции, Италии, Чехии, Дании, Австрии, Швеции и Великобритании.

В России отсутствие достаточного числа заводов по переработке рапсового масле не позволяет массово применять его в качестве топлива для дизелей в виде эфиров рапсового масла. Однако использование смеси дизельного топлива и чистого рапсового масла в качестве моторного топлива вполне возможно. Рапсовое масло и дизельное топливо хорошо перемешиваются в любых пропорциях, поэтому при получении таких смесей проблем не возникает. Кроме того, использование рапсового масла без его переработки в эфир уменьшает стоимость получаемого топлива, что является важным моментом в его применении.

Работа дизельных двигателей на смесях дизельного топлива и рапсового масла с концентрацией последнего не более 25 % практически не требует дополнительной регулировки топливной аппаратуры и дизеля. Результаты экспериментов показывают, что мощностные характеристики дизеля практически не снижаются до тех пор, пока концентрация рапсового масла в смеси не превысит 65 %. На режимах полных нагрузок концентрация рапсового масла не должна превышать 70—75 % вследствие существенного снижения мощности, ухудшения топливной экономичности и повышения дымности ОГ.

В отличие от основных рабочих режимов дизеля, на режиме пуска влияние концентрации рапсового

масла более существенно. При превышении 30-процентной концентрации рапсового масла в топливе время запуска дизеля увеличивается более, чем в два раза, а при 75-процентной — пуск холодного дизеля уже является проблемой. Поэтому запуск дизеля желательно производить на топливе с концентрацией рапсового масла не более 20 %.

Отмеченные особенности позволяют применять в дизелях в качестве топлива смеси с концентрацией рапсового масла до 20—25 %, для использования же в дизелях в качестве топлива смесей с большей концентрацией масла требуется разработка специальных систем регулирования. Эти системы должны обеспечивать изменение концентрации рапсового масла в смесевом топливе в зависимости от режима работы, а именно:

— на режиме пуска концентрация масла в смеси с дизельным топливом не должна превышать 20—25 %;

— на режимах с полной нагрузкой эта концентрация не должна превышать 60—70 %;

— на режимах малых нагрузок и высоких частот вращения коленчатого вала двигателя эта концентрация может достигать 100 %;

— при переходе с одного режима работы на другой не должно быть резкого (ступенчатого) изменения указанной концентрации.

В качестве такой системы регулирования рассмотрено применение клапана подпитки линии высокого давления (клапана РНД — регулятора начального давления), через который осуществляется подвод рапсового масла в топливную магистраль высокого давления [2]. Схема его установки в линию высокого давления показана на рис. 2. Топливная система включает две магистрали: дизельного топлива (ДТ) и рапсового масла (РМ). Каждая магистраль имеет свой топливоподкачивающий насос (ТПН) *1* и фильтр тонкой очистки (ФТО) *2*. Магистраль ДТ работает обычным образом, и топливо после ФТО поступает в топливный насос высокого давления (ТНВД) *1*, а далее по линии высокого давления (ЛВД) *2* к форсунке *3*. В линии высокого давления у форсунки *3* установлен регулятор начального давления *4*. Магистраль высокого давления подпитывается РМ, поступающим от ТПН, с помощью клапана регулятора начального давления.

Конструкция регулятора достаточно подробно описана в работе [8]. Система работает следующим образом. После отсечки топлива нагнетательный клапан в секции ТНВД закрывается, разгружая линию высокого давления для исключения подвпрыскиваний. Величина разгрузки зависит от хода разгрузки нагнетательного клапана (разгружающего объема) и от режима работы топливной аппаратуры, характеризуемого частотой вращения коленчатого вала двигателя (или кулачкового вала ТНВД) и цикловой подачей топлива. В процессе разгрузки в линии

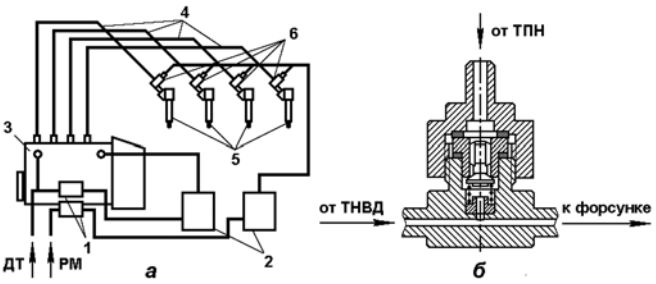

Рис. 2. Система подпитки линии высокого давления с помощью клапана РНД:

а — схема системы; *б* — регулятор начального давления; *1* — ТПН; *2* — ФТО; *3* — ТНВД; 4 — ЛВД; *5* — форсунки; *6* — РНД

высокого давления на некоторых режимах работы образуются остаточные объемы, которые могут быть заполнены дополнительным топливом (например, рапсовым маслом) между фазами нагнетания через клапан подпитки. Количество поданного рапсового масла через клапан подпитки зависит от величины остаточного объема в линии высокого давления, образовавшегося после процесса отсечки подачи.

Была проведена серия безмоторных испытаний топливного насоса типа 4УТНМ с форсункой ФД-22 (распылитель типа 145.1112110), топливопроводом длиной 62 см и внутренним диаметром 2 мм, нагнетательными клапанами с ходом разгрузки 3 мм. В ходе эксперимента через РНД подавалось дизельное топливо под избыточным давлением 0,1—0,2 МПа, которое создавалось топливоподкачивающим насосом (ТПН). На рис. 3 приведены скоростные характеристики топливного насоса, полученные при различных положениях рейки ТНВД при подпитке ЛВД дизельным топливом. Результаты эксперимента показывают, что при подпитке линии формируются скоростные характеристики топливоподачи с возрастающими ветвями при увеличении частоты вращения кулачкового вала ТНВД. Для обеспечения скоростной характеристики дизеля с запасом крутящего момента необходима коррекция топливоподачи и соответствующая настройка корректора. Степень коррекции определяется показателями дизеля и зависит от состава смесевого топлива (доли рапсового масла, имеющего меньшую теплотворную способность).

Состав смесевого топлива зависит от величины подпитки линии высокого давления через РНД. С целью проверки величины подпитки, поступающей через РНД, были проведены специальные эксперименты с топливной аппаратурой дизеля типа Д-245. Измерение количества топлива, поступающего в ТПН, а из него в линию высокого давления, производилось с помощью бюретки и секундомера.

На рис. 4 приведены зависимости количества топлива, поступающего в ЛВД через клапан подпитки за цикл, перестроенные в зависимости от цикловой

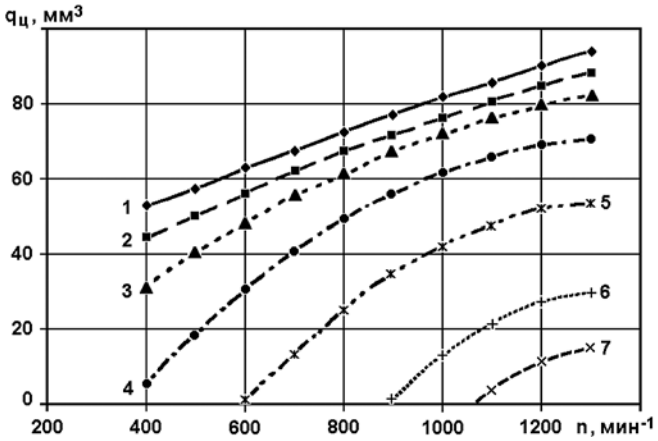

Рис. 3. Скоростные характеристики ТНВД с подпиткой линии высокого давления через РНД при различных положениях дозирующего органа $h_р$ (рейки ТНВД):

1 — 6 мм; *2* — 5 мм; *3* — 4 мм; *4* — 3 мм; *5* — 2 мм; *6* — 1 мм; *7* — 0 мм

подачи топлива при различных частотах вращения кулачкового вала ТНВД. Из представленных зависимостей следует, что количество топлива, поступающего через РНД, зависит как от положения рейки ТНВД (нагрузки дизеля), так и от частоты вращения кулачкового вала ТНВД.

При подаче рапсового масла через РНД в топливопроводе будет образовываться смесевое топливо с различной концентрацией РМ в зависимости от режима работы дизеля. Полученные зависимости позволяют оценить изменение концентрации рапсового масла в смеси в области рабочих режимов работы дизеля. На рис. 5 приведена такая характеристика для дизеля типа Д-245. По этой характеристике может быть проведена оценка получаемых концентраций смесевого топлива, подаваемого в цилиндр дизеля на различных режимах его работы. Как следует из приведенной характеристики, максимальная концентрация рапсового масла в смеси получается на режимах с малыми нагрузками и высокими частотами вращения вала дизеля. В зоне высоких нагрузок концентрация рапсового масла снижается до 25 % на номинальном режиме и до нуля в зоне максимального крутящего момента. На режиме холостого хода концентрация РМ не превышает 15 %. На режиме пуска подпитка в линию высокого давления отсутствует, и к форсунке поступает чистое дизельное топливо.

Проведенные исследования системы приготовления смесевого топлива в ЛВД с помощью клапана подпитки показали возможность ее использования на дизелях типов Д-242 и Д-245. Эта система позволяет обеспечить изменение концентрации рапсового масла в смесевом топливе от 0 до 100 % в зависимости от режима работы. С помощью предлагаемой системы в процессе работы дизеля, как показано на рис. 5, обеспечиваются следующие концентрации масла в топливе:

— на режимах полных нагрузок концентрация РМ в смеси меняется от 0 до 25 %, причем большие значения этой концентрации получаются на режимах с максимальными частотами вращения коленчатого вала двигателя; такое значение концентраций не ухудшит мощностные и экономические показатели дизеля при максимальных нагрузках;

— на режимах холостого хода концентрация РМ в смеси меняется от 15 % при низких частотах вращения коленчатого вала двигателя до 100 % при максимальной частоте вращения: на режимах с малыми частотами вращения коленчатого вала такие концентрации не скажутся на работе дизеля, а при высоких частотах вращения увеличение концентрации рапсового масла в смесевом топливе до 100 % не должно существенно ухудшить работу дизеля, так как качество смесеобразования на этих режимах связано с интен-

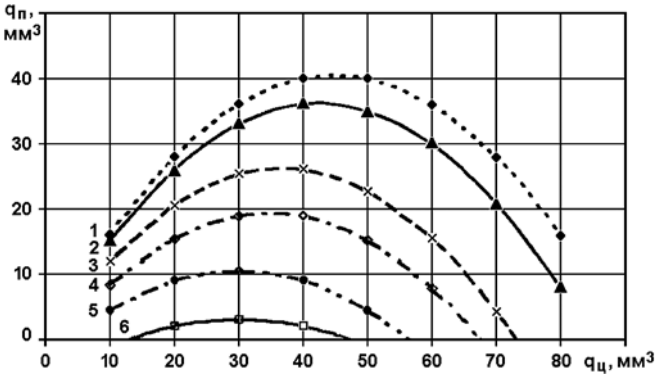

Рис. 4. Изменение объема подпитки ЛВД $q_п$ в зависимости от цикловой подачи топлива $q_ц$ и частоты вращения кулачкового вала ТНВД $n_{тн}$ [мин$^{-1}$]:

1 — $n_{тн}$ = 1300; *2* — 1200; *3* — 1000; *4* — 800; *5* — 600; *6* — 400

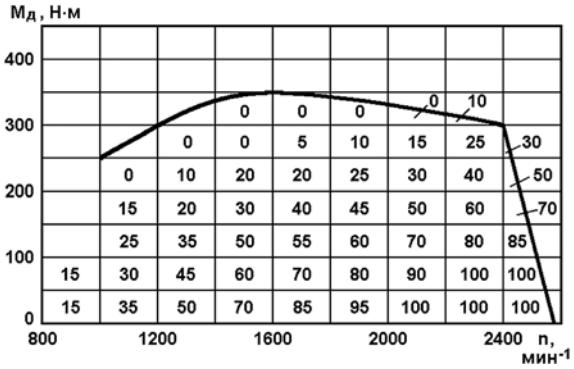

Рис. 5. Изменение концентрации РМ в смесевом топливе для двигателя типа Д-245 с системой подпитки линии высокого давления с помощью клапана РНД (в каждой области, характеризуемой частотой вращения коленчатого вала *n* и нагрузкой — крутящим моментом двигателя $M_д$ указано процентное содержание РМ в смеси с ДТ)

сивным движением воздушного заряда и высокими значениями коэффициента избытка воздуха;

— перед остановкой дизеля после режима минимальных частот вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу в системе находится топливо с концентрацией рапсового масла 15 %, и остановка дизеля на этом режиме сохранит на режиме пуска эту же концентрацию масла, то есть 15 %, что обеспечит его хорошие пусковые качества;

— при переходе с одного режима работы на другой не наблюдалось резкого изменения концентрации РМ в смеси, поэтому в процессе работы дизеля должно обеспечиваться плавное изменение его мощности.

Таким образом, топливо на основе рапсового масла, как одно из самых перспективных среди альтернативных топлив для дизелей, может использоваться в них без специальной переработки. Использование представленной системы подпитки линии высокого давления с помощью специального клапана подпитки позволяет получать смесевое топливо непосредственно в топливной системе дизельного двигателя. При использовании данной системы получаемые концентрации рапсового масла в смесевом топливе обеспечивают сохранение мощностных и экономических показателей дизеля и сохранение его пусковых качеств после остановки двигателя.

Конструктивное выполнение системы топливоподачи с подпиткой линии высокого давления может быть весьма разнообразным. По близкому принципу работает устройство регулирования состава смесевого биотоплива, созданное в МГТУ им. Н. Э. Баумана [9]. Это устройство, схема которого представлена на рис. 6, создано на базе штатной системы топливоподачи дизеля Д-245.12С и содержит дополнительно установленный в линии высокого давления (перед форсункой) смеситель дизельного топлива и рапсового масла. При этом реализована схема топливоподачи, в которой рапсовое масло подается в линию высокого давления штатной топливоподающей системы транспортного дизеля, содержащей топливный насос высокого давления типа 4 УТНМ производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА), топливопровод высокого давления (стальная трубка с наружным диаметром 7 мм и внутренним диаметром 2 мм) и форсунку ФД-22 закрытого типа с многосопловым распылителем. В разработанной системе топливоподачи рапсовое масло от баллона, находящегося под давлением около 1,5 МПа (на рис. 6 не показан) подается в смеситель *3*, установленный на штуцере *11* форсунки *6* и соединенный через трубопровод *2* высокого давления с ТНВД *1*.

Как показано на рис. 6, процесс топливоподачи осуществляется следующим образом. ТНВД *1* через топливопровод *2* подает дизельное топливо под высоким давлением в смеситель *3*. Топливо по сверлениям в корпусе смесителя поступает к нагнетательному клапану *4* и к плунжеру *16* с гидроприводом. При этом давление дизельного топлива воздействует на клапан *4*, открывая его, и топливо поступает в смесительную полость *5*. Одновременно плунжер *16* под действием высокого давления, действующего на его левую торцевую поверхность, перемещается вправо, деформируя пружину *15*, и сжимает рапсовое масло, находящееся в полости *14* плунжера. В результате открывается нагнетательный клапан *12*, и рапсовое масло поступает в смесительную полость 5, в которой он смешивается с дизельным топливом, поступающим в полость *5* через нагнетательный клапан *4*. Смесевое топливо из полости *5* через штуцер *11* подается в форсунку *6*, по каналам которой оно поступает в надыгольную полость *9*. При этом игла *8* под действием давления смесевого топлива поднимается вверх, деформируя пружину 7, открывает сопловые каналы распылителя *10* и топливо впрыскивается в камеру сгорания (на рис. 6 не показана). Впрыскивание продолжается до момента отсечки топлива в ТНВД *1*. После отсечки давление топлива в линии высокого давления резко снижается, и пружина *15* перемещает плунжер *16* смесителя *3* влево. В результате в полости *14* плунжера создается разрежение, и рапсовое масло через клапан *13* заполняет полость *14* плунжера. Причем, для улучшения наполнения полости *14* плунжера рапсовым маслом оно находится в баке под некоторым давлением (около 1,5 МПа), создаваемым либо дополнительным подкачивающим насосом, либо дополнительным баллоном со сжатым воздухом. При последующем цикле топливоподачи рапсовое масло подается в смесительную полость *5*, где смешивается с дизельным топливом и затем впрыскивается форсункой в камеру сгорания (КС) дизеля.

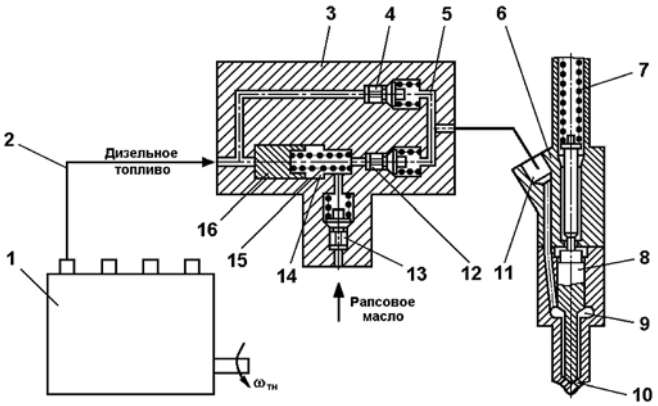

Рис. 6. Схема системы топливоподачи смесевого биотоплива в камеру сгорания дизеля:

1 — ТНВД; *2* — топливопровод; *3* — смеситель; *4* — нагнетательный клапан; *5* — смесительная полость; *6* — форсунка; *7* — пружина; *8* — игла; *9* — надыгольная полость; *10* — сопловые каналы распылителя; *11* — штуцер форсунки; *12* — нагнетательный клапан; *13* — наполнительный клапан; *14* — полость плунжера; *15* — пружина; *16* — плунжер смесителя

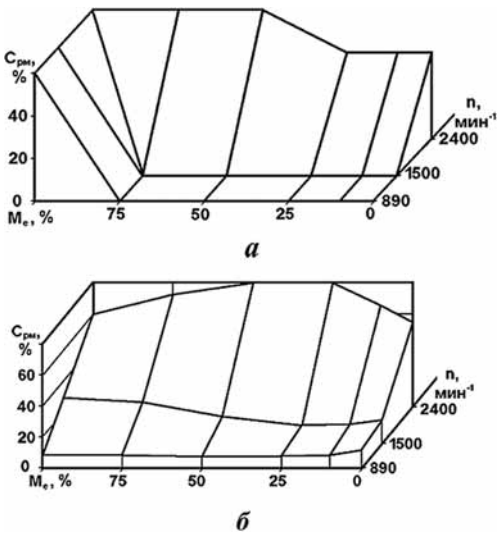

Рис. 7. Оптимизированный состав смесевого биотоплива [9, 11] дизеля типа Д-245.12 (*а*) с учетом показателей топливной экономичности и токсичности ОГ и распределение составов топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки, реализуемое устройством (см. рис. 6) регулирования состава смесевого биотоплива (*б*)

Таким образом, в разработанном устройстве регулирования состав смесевого биотоплива изменяется в соответствии с изменениями давления топлива в линии высокого давления системы топливоподачи, которое, в свою очередь, зависит от режима работы дизеля. Этот принцип регулирования аналогичен принципу регулирования, разработанному в МГТУ им. Н. Э. Баумана и РУДН профессором Патрахальцевым Н. Н. [10]. Преимуществом разработанного устройства регулирования состава смесевого биотоплива является его высокое быстродействие: оно обеспечивает смену состава смесевого биотоплива в пределах двух смежных циклов топливоподачи.

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования подтвердили эффективность использования разработанного устройства регулирования состава смесевого биотоплива в транспортном дизеле и возможность формирования характеристики состава смесевого биотоплива, близкой к оптимальной. Оптимальная характеристика состава указанного смесевого топлива определена в работе [11] и представлена на рис. 7, *а*. Эта характеристика рассчитана с использованием обобщенного критерия оптимальности, учитывающего показатели топливной экономичности и токсичности ОГ (более подробно методика оптимизации изложена в работах [9, 11]). Базовая характеристика распределений составов топлива, реализуемая разработанным устройством регулирования состава смесевого биотоплива дизеля Д-245.12С (см. рис. 6), представлена на рис. 7, *б*. Полученная базовая характеристика (см. рис. 7, *б*) несколько отличается от оптимизированной базовой характеристики, представленной на рис. 7, *а*. Однако эти характеристики достаточно близки: обе эти характеристики предусматривают возможность уменьшения содержания рапсового масла в смесевом биотопливе при уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя *n*. Такая же тенденция характерна и для описанной выше системы топливоподачи со схемой, показанной на рис. 2, и характеристиками, представленными на рис. 5.

В заключение необходимо отметить, что наибольший эффект от применения смесевого биотоплива достигается при регулировании его состава в соответствии со скоростным и нагрузочным режимами работы двигателя. Именно такое регулирование обеспечивается представленными системами топливоподачи дизельного двигателя, работающего на смесях дизельного топлива и рапсового масла. В то же время представленные системы могут быть использованы для подачи в камеру сгорания и других смесевых топлив — смесей нефтяного дизельного топлива с другими альтернативными топливами (спиртами, эфирами, газовыми конденсатами и т. д.).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Использование** растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов и др. М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2011. 536 с.
2. **Девянин С., Савастенко А., Кузнецов М.** Применение рапсового масла в качестве альтернативного топлива для дизелей // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2007. № 3. С. 68—71.
3. **Кульчицкий А. Р.** Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. 256 с.
4. **Пронин Е. Н.** В поисках ответов // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2003. № 6. С. 5—11.
5. **Hemmerlein N., Korte V., Richter H.** et al. Performance, Exhaust Emissions and Durability of Modern Diesel Engines Running on Rapeseed Opl // SAE Technical Paper Series. 1991. № 910848. P. 1—16.
6. **Hashimoto M., Dan Y., Asano I.** et al. Combustion of the Rape-Seed Oil in a Diesel Engine // SAE Technical Paper Series. 2002. № 2002-01-0867. P. 1—12.
7. **Spessert B. M., Schleicher A.** Einfluss von Biokraftstoffen auf die Abgas — und Gerauschermission kleiner Industriedieselmotoren // MTZ. 2007. Jg. 68. № 3. S. 212—221.
8. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. 344 с.
9. **Марков В. А., Ефанов А. А., Девянин С. Н.** Улучшение экологических характеристик транспортного дизеля регулированием состава смесевого биотоплива // Грузовик &. 2008. № 9. С. 42—56.
10. **Патрахальцев Н. Н.** Системы топливоподачи с регулированием начального давления // Двигателестроение. 1980. № 8. С. 32—35.
11. **Оптимизация** состава смесевого биотоплива для транспортного дизеля / Н. А. Иващенко, В. А. Марков, А. А. Зенин и др. // Безопасность в техносфере. 2007. № 5. С. 22—25.

УДК 629.014.3

Ю. В. Перчаткин, канд. техн. наук, ООО "Орские прицепы", г. Орск
E-mail: 3537359014@mail.ru

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРИЦЕПНОГО ТРАКТОРНОГО ТРАНСПОРТА

Предложена система технико-эксплуатационных показателей прицепного тракторного транспорта в составе показателей назначения, безопасности, эргономических показателей, показателей надежности и других. Рекомендована применяемость системы показателей в нормативно-технической документации в области прицепного тракторного транспорта.

Ключевые слова: *тракторные транспортные средства, тракторные прицепы, технико-эксплуатационные показатели.*

Номенклатура технико-эксплуатационных показателей большинства типов транспортных машин в настоящее время регламентирована соответствующими нормативными документами, в том числе государственными стандартами. В области прицепного тракторного транспорта такая регламентация может считаться осуществленной только для прицепного состава сельскохозяйственного назначения, причем фрагментарно и без системной основы. В целом состав эксплуатационных показателей прицепного тракторного транспорта до настоящего времени не имеет нормативной основы.

В связи с постоянным возрастанием количества видов прицепных тракторных транспортных и транспортно-технологических машин, находящих все большее распространение в различных отраслях народного хозяйства, постановка вопроса о системном подходе к установлению единого перечня их технико-эксплуатационных показателей актуальна.

Для автомобильного транспорта номенклатура эксплуатационных показателей установлена ГОСТ 4.401—88 "Автомобили грузовые. Номенклатура показателей" и ГОСТ 4.400—85 "Прицепы и полуприцепы автомобильные. Номенклатура показателей". Наличие данных стандартов дает возможность устанавливать основные показатели автомобильных транспортных средств в технических заданиях на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, в государственных стандартах, технических условиях, картах технического уровня и других документах, регламентирующих качество автомобильной техники.

Тракторный транспорт, в отличие от автомобильного, является преимущественно прицепным, поэтому номенклатура его технико-эксплуатационных показателей должна устанавливаться прежде всего применительно к прицепным транспортным средствам. Однако эти показатели одновременно должны быть применимы и к транспортно-технологическим машинам на базе тракторных прицепов и полуприцепов.

Номенклатуру основных технико-эксплуатационных показателей в общем случае целесообразно установить в следующем составе:

— показатели назначения;
— показатели безопасности;
— эргономические показатели;
— показатели надежности;
— показатели технологичности;
— показатели стандартизации и унификации;
— патентные показатели;
— гарантийные обязательства.

Показатели назначения являются наиболее многочисленными. Они должны включать:

— класс тяги трактора-тягача;
— показатели массы;
— размерные показатели;
— максимальную скорость движения;
— показатели, определяющие условия движения;
— показатели грузовместимости;
— показатели приспособленности к погрузочно-разгрузочным операциям.

В отношении показателей массы следует отметить, что транспортные средства категории R (к которым относятся тракторные прицепы) не входят в

состав транспортных средств, для которых эти показатели регламентируются ГОСТ Р 52389—2005 "Транспортные средства колесные. Массы и размеры. Технические требования и методы испытаний". Транспортные средства категории R отсутствуют и в ГОСТ Р 52051—2003 "Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения". Тем не менее, учитывая перспективы распространения указанных стандартов на прицепные тракторные транспортные и транспортно-технологические средства, при назначении показателей массы целесообразно использовать принятую в данных документах терминологию и установить оценочные показатели масс в следующем составе:

— масса транспортного (транспортно-технологического) средства в снаряженном состоянии;

— технически допустимая максимальная масса транспортного (транспортно-технологического) средства (полная масса);

— технически допустимая максимальная масса, приходящаяся на ось (полная масса, приходящаяся на ось);

— технически допустимая максимальная нагрузка на сцепное устройство тягача (максимальная нагрузка на сцепное устройство тягача).

Следует отметить, что в ГОСТ Р 52389—2005 отсутствует понятие массы перевозимого груза. В связи с важностью данного показателя в сфере эксплуатации он должен быть также принят в качестве оценочного с возможной заменой его на термин "грузоподъемность транспортного (транспортно-технологического) средства". При этом следует иметь в виду, что грузоподъемность может быть только номинальной, установленной изготовителем. Целесообразно также использование показателей удельной грузоподъемности (отношение грузоподъемности транспортного (транспортно-технологического средства) к его массе в снаряженном состоянии).

К указанным показателям массы непосредственно примыкают показатели количества осей в конструкции транспортного средства, а также количества колес на осях.

Установление размерных показателей можно произвести, опираясь на стандарт ISO 612:1978 "Дорожный транспорт. Размеры автомобилей и тягачей с прицепами. Термины и определения", и на принятое на его основе "Соглашение о массах и габаритах транспортных средств, осуществляющих межгосударственные перевозки по автомобильным дорогам государств — участников Содружества Независимых Государств" от 04.06.1999 г. В соответствии с этими документами могут быть приняты следующие размерные показатели:

— длина транспортного средства;

— ширина транспортного средства;

— высота транспортного средства.

Однако при определении длины транспортного средства не учитываются размеры сцепного устройства. Поэтому более целесообразным представляется использование габаритных размеров по ГОСТ 22748—77 "Автомобильный подвижной состав. Номенклатура основных наружных размеров. Методы измерений" и ГОСТ 26025—83 "Машины и тракторы сельскохозяйственные и лесные. Методы измерения конструктивных параметров". В соответствии с этими документами состав размерных показателей устанавливается следующим:

— база (прицепа, полуприцепа);

— габаритная длина;

— габаритная ширина;

— габаритная высота;

— колея.

В конкретных случаях могут устанавливаться и другие размерные показатели, отражающие конструктивные особенности машин.

Максимальная скорость движения транспортного средства, также входящая в число показателей назначения, как правило, соответствует максимальной скорости трактора-тягача.

В состав показателей, определяющих условия движения, целесообразно включить показатели маневренности и проходимости транспортного (транспортно-технологического) средства. В их числе:

— дорожный просвет;

— угол заднего свеса (по ГОСТ 22748—77);

— минимальный радиус поворота (по оси следа переднего наружного колеса);

— ширина коридора движения.

К показателям грузовместимости следует отнести:

— объем платформы (кузова, цистерны);

— площадь пола платформы (кузова);

— внутренние размеры загрузочного пространства.

Сюда же могут быть отнесены удельные показатели грузовместимости: удельная площадь платформы (кузова) — площадь платформы (кузова), приходящаяся на единицу массы груза, и удельный объем платформы (кузова) — объем платформы (кузова), приходящийся на единицу массы груза.

Показатели приспособленности к погрузочно-разгрузочным операциям включают в себя:

— погрузочную высоту;

— максимальный угол подъема платформы (кузова);

— время подъема (опускания) платформы (кузова).

Показатели безопасности специфичны для каждого типа транспортных (транспортно-технологи-

ческих) машин. Однако для каждого из них обязательны следующие показатели:

— нормативы тормозной эффективности (тормозная сила, величина тормозного пути, время срабатывания привода рабочей тормозной системы, ширина коридора движения при торможении, величина уклона, на котором удерживается транспортное средство стояночной тормозной системой);

— угол поперечной статической устойчивости.

В зависимости от типа машины могут вводиться дополнительные требования безопасности. Например, для самосвальных тракторных прицепов нормируется предельный поперечный уклон площадки для разгрузки. Могут устанавливаться также требования доступа к рабочему месту, требования к удельному давлению на почву.

Эргономические показатели включают в себя следующее:

— требования к расположению рукояток органов управления;

— допустимые усилия на органах управления;

— допустимые усилия для приведения в действие механизмов и систем транспортного (транспортно-технологического) средства (например, при подъеме бортов платформы (кузова), открывании-закрывании запорных устройств платформы (кузова), подъеме запасного колеса).

В качестве показателей надежности могут применяться следующие:

— ресурс до капитального ремонта;

— наработка на отказ (по группам сложности);

— срок службы;

— комплексные показатели надежности (коэффициент технической готовности, коэффициент оперативной готовности).

В условиях рыночной экономики нормирование показателей надежности является факультативным.

Показатели технологичности используются в следующей номенклатуре:

— удельная материалоемкость (по ГОСТ 14.205—83 "Технологичность конструкций изделий. Термины и определения");

— периодичность технического обслуживания;

— удельная оперативная трудоемкость технического обслуживания (по ГОСТ 21623—76 "Система технического обслуживания и ремонта техники. Показатели для оценки ремонтопригодности. Термины и определения").

В качество показателей стандартизации и унификации возможно использовать коэффициенты применяемости и повторяемости. При необходимости они могут быть дополнены коэффициентом взаимной унификации.

Показатели патентно-правовые определяют возможность реализации продукции. В качестве данного показателя могут служить показатель патентной чистоты и показатель патентной защиты.

Последние две группы показателей, очевидно, также нужно считать факультативными.

В качестве показателей гарантийных обязательств могут быть использованы гарантийный срок эксплуатации и гарантийная наработка.

Применяемость установленных технико-эксплуатационных показателей на различных этапах разработки нормативно-технической документации на данные транспортные (транспортно-технологические) средства, включая техническое задание (ТЗ) на научно-исследовательские работы (НИР), государственные стандарты, содержащие общие технические требования (ГОСТ ОТТ), прочие государственные стандарты на данную продукцию (включая стандарты на методы испытаний), ТЗ на опытно-конструкторские работы (ОКР), технические условия (ТУ), карты технического уровня и качества продукции (КУ), приведена в таблице.

Применяемость технико-эксплуатационных показателей тракторных транспортных средств

Наименование показателя	Применяемость по типам транспортных средств				Применяемость в НТД				
	шасси	с бортовой платформой	самосвальные	цистерны	ГОСТ ОТТ	ГОСТ прочие	ТЗ на ОКР	ТУ	КУ
Показатели назначения									
Класс тяги трактора-тягача	+	+	+	+	–	–	+	+	+
Максимальная скорость	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Продолжение таблицы

Наименование показателя	Применяемость по типам транспортных средств				Применяемость в НТД				
	шасси	с бортовой платформой	самосвальные	цистерны	ГОСТ ОТТ	ГОСТ прочие	ТЗ на ОКР	ТУ	КУ
Показатели массы:									
масса в снаряженном состоянии	+	+	+	+	–	–	+	+	+
технически допустимая максимальная масса (полная масса)	+	+	+	+	–	–	+	+	+
масса перевозимого груза (грузоподъемность)	+	+	+	+	–	–	+	+	+
технически допустимая максимальная масса, приходящаяся на ось (полная масса, приходящаяся на ось)	+	+	+	+	–	–	+	+	+
технически допустимая максимальная нагрузка на сцепное устройство тягача (максимальная нагрузка на сцепное устройство тягача)	+	+	+	+	–	–	+	+	+
Удельная грузоподъемность	±	±	±	±	–	–	+	±	+
Количество осей	+	+	+	+	–	–	+	+	+
Количество колес на осях	+	+	+	+	–	–	+	+	+
Размерные показатели:									
база	+	+	+	+	–	–	+	+	+
габаритная длина	–	+	+	+	–	–	+	+	–
габаритная ширина	–	+	+	+	–	–	+	+	–
габаритная высота	–	+	+	+	–	–	+	+	–
колея колес	+	+	+	+	–	–	+	+	+
Показатели, определяющие условия движения:									
дорожный просвет	+	+	+	+	–	–	+	+	+
угол заднего свеса	–	+	+	+	–	–	+	+	–
минимальный радиус поворота (по оси следа переднего наружного колеса)	+	+	+	+	–	–	+	+	–
ширина коридора движения	+	+	+	+	–	–	+	+	–
Показатели грузовместимости:									
объем платформы (кузова, цистерны)	–	+	+	+	–	–	+	+	–
площадь пола платформы (кузова)	–	+	+	–	–	–	+	+	–
внутренние размеры загрузочного пространства	–	+	+	–	–	–	+	+	–
удельная площадь платформы (кузова)	–	+	+	–	–	–	+	+	+
удельный объем платформы (кузова, цистерны)	–	+	+	+	–	–	+	+	+
Показатели приспособленности к погрузочно-разгрузочным операциям:									
погрузочная высота	–	+	+	+	–	–	+	+	+
максимальный угол подъема платформы (кузова)	–	–	+	–	–	–	+	+	–
время подъема (опускания) платформы (кузова)	–	–	+	–	–	–	+	+	+
Показатели безопасности									
Угол поперечной статической устойчивости	—	+	+	+	+	+	+	+	—
Показатели тормозной эффективности:									
тормозная сила	+	+	+	+	+	+	+	+	+
тормозной путь	±	±	±	±	±	±	±	±	–

Продолжение таблицы

Наименование показателя	Применяемость по типам транспортных средств				Применяемость в НТД				
	шасси	с бортовой платформой	самосвальные	цистерны	ГОСТ ОТТ	ГОСТ прочие	ТЗ на ОКР	ТУ	КУ
время срабатывания привода рабочей тормозной системы	+	+	+	+	+	+	+	+	–
ширина коридора движения при торможении	–	+	+	+	+	+	+	+	–
величина уклона, на котором удерживается транспортное средство стояночной тормозной системой	+	+	+	+	+	+	+	+	–
Эргономические показатели									
Требования к расположению рукояток органов управления	–	+	+	+	+	–	+	+	+
Усилия для приведения в действие механизмов управления	+	+	+	+	–	–	+	+	–
Показатели надежности									
Ресурс до капитального ремонта	+	+	+	+	±	±	+	+	+
Наработка на отказ (по группам сложности)	+	+	+	+	±	±	+	+	+
Срок службы	+	+	+	+	±	±	+	+	+
Комплексные показатели надежности:									
коэффициент технической готовности	–	+	+	+	–	–	+	+	+
коэффициент оперативной готовности	–	+	+	+	–	–	+	+	+
Показатели технологичности									
Удельная материалоемкость	±	+	+	+	–	–	±	–	–
Периодичность технического обслуживания	+	+	+	+	–	±	+	–	±
Удельная оперативная трудоемкость технического обслуживания	+	+	+	+	–	±	+	±	±
Показатели стандартизации и унификации									
Коэффициент применяемости	+	+	+	+	–	–	+	–	–
Коэффициент повторяемости	+	+	+	+	–	–	+	–	–
Показатели патентно-правовые									
Показатель патентной чистоты	+	+	+	+	–	–	+	–	–
Показатель патентной защиты	+	+	+	+	–	–	+	–	–
Гарантийные обязательства									
Гарантийный срок эксплуатации	+	+	+	+	–	–	+	+	–
Гарантийная наработка	+	+	+	+	–	–	+	+	–

Примечание. Знак "+" означает применяемость; знак "–" означает неприменяемость; знак "±" означает ограниченную применяемость показателей.

Перечень изделий, включенных в таблицу, ограничивается наиболее распространенными типами тракторных транспортных средств (с бортовой платформой, самосвальные, цистерны) и их шасси.

Предложенный состав технико-эксплуатационных показателей прицепного тракторного транспорта и его применяемость в нормативно-технической документации, распространяющейся на данные транспортные средства, опробован опытом работы одного из ведущих предприятий отрасли — Орского завода тракторных прицепов, и в значительной части реализован в процессе создания и корректирования основополагающих стандартов в области тракторного прицепного транспорта — ГОСТ Р 52746—2007 "Прицепы и полуприцепы тракторные. Общие технические требования" и ГОСТ 28307—2013 "Прицепы и полуприцепы тракторные. Методы испытаний".

УДК 656.132.039:004

В. В. Гребенюк, **А. В. Дунин**, **Г. Д. Князьков**, ГУП "Мосгортранс",
В. А. Максимов, д-р техн. наук, проф., МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НОВЫХ МОДЕЛЕЙ ГОРОДСКИХ АВТОБУСОВ

В статье рассмотрены основные проблемы эксплуатации новых моделей городских автобусов и намечен вариант их решения в условиях автобусного автотранспортного предприятия.

Ключевые слова: *подвижной состав, системы контроля и диагностики, бортовой диагностический комплекс.*

ГУП "Мосгортранс" регулярно обновляет подвижной состав. В настоящее время в пассажирские автобусные парки города Москвы поступают в основном новые автобусы ЛиАЗ-52922 и ЛиАЗ-6213. Они имеют основные узлы, системы и агрегаты, изготовленные различными производителями. Поэтому электронные системы контроля работоспособности основных узлов, систем и агрегатов разделены на различные блоки контроля и программы, которые не связаны в единую информационную систему.

Проблема объединения основных электронных систем контроля работы и исправности основных узлов, систем и агрегатов решена авторами на примере автобусов МАЗ-107. Применительно же к низкопольным автобусам семейства ЛиАЗ указанная проблема до сих пор не решена.

При эксплуатации автобусов ЛиАЗ-5292 и ЛиАЗ-6213 также возникают неисправности и отказы штатного оборудования, которые невозможно своевременно определить при помощи штатных систем контроля и диагностики. Часть проблем эксплуатационного характера возникает по халатности водителя автобуса, но его вину при этом доказать не удается.

Среди проблем при эксплуатации новых моделей автобусов можно выделить следующие.

1. Выход из строя гидравлической муфты вентилятора системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания автобуса по причине отсутствия ежедневного технического осмотра автобуса (уровень масла в расширительном бачке ниже эксплуатационного уровня в течение длительного периода времени).

2. Перегрев двигателя внутреннего сгорания автобуса, большие потери охлаждающей жидкости, эксплуатация автобуса с перегретым двигателем (по причине низкого уровня охлаждающей жидкости в системе охлаждения и отсутствия ежедневного технического осмотра автобуса).

3. Выход из строя турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания автобуса по причине длительной работы ДВС на холостом ходу, превышающей регламентно допустимый промежуток времени.

4. Выход из строя АКПП автобуса по причине движения "накатом" с включенной нейтральной передачей с целью экономии топлива.

5. Необходимость контроля уровня топлива в топливном баке автобуса в реальном масштабе времени с целью экономии и исключения хищений топлива водителем автобуса.

6. Нарушение порядка открывания водителем дверей автобуса при работе с системой АСКП (проход "зайцев" в салон автобуса через задние двери).

7. Необходимость контроля температуры воздуха в пассажирском салоне автобуса с целью обеспечения технических требований по созданию необходимого микроклимата в салоне автобуса.

8. Излишне динамичный стиль вождения автобуса, снижающий комфортность поездки пассажиров

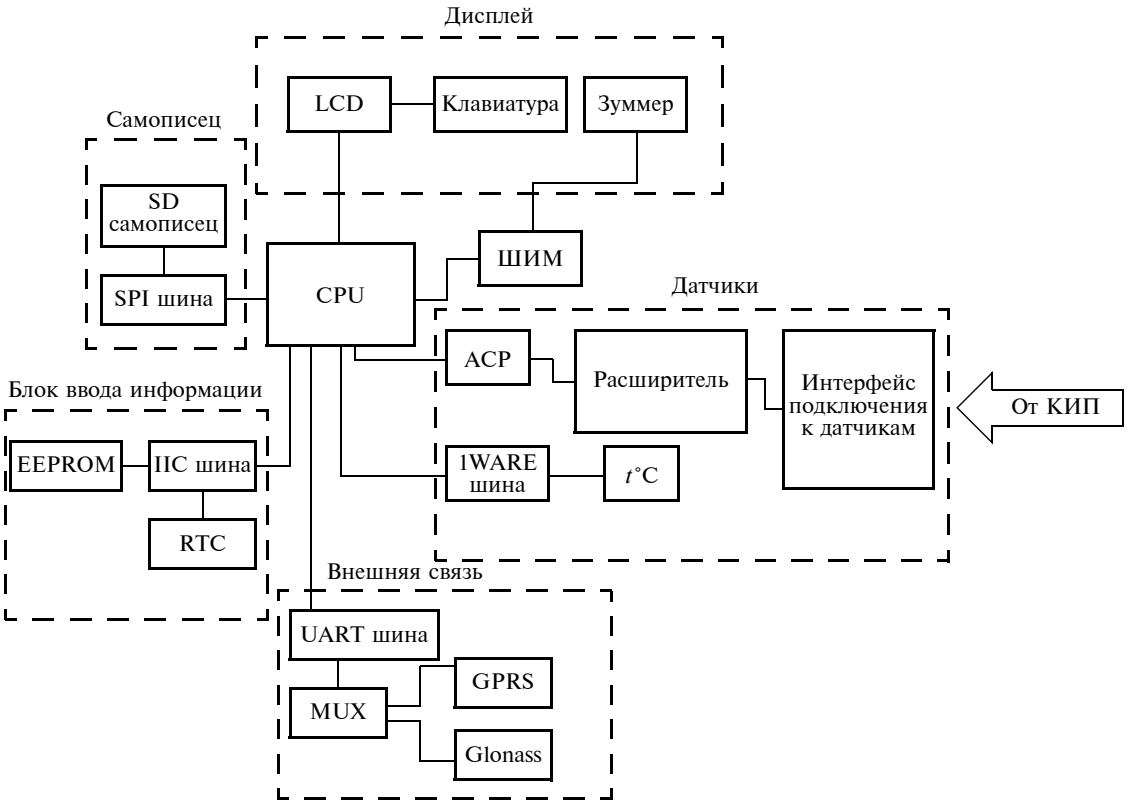

Рис. 1. Архитектура бортового диагностического комплекса со штатными датчиками автобуса ЛиАЗ-52922 (БДК-Ш):

LCD — сплей вывода графической информации; CPU — центральный процессор; ШИМ — шина импульсного модулирования; SPI-шина — последовательный периферийный интерфейс; ACP — аналого-цифровой преобразователь; IWARE — термосопротивление; IIC-шина — шина ввода информации; RTC — часы реального времени; UART шина — универсальный асинхронный приемопередатчик; MUX — мультиплексор; GPRS — приемо-передатчик пакетной радиосвязи общего пользования стандарта GSM; Glonass — приемник Глобальной навигационной спутниковой системы; КИП — контрольно-измерительные приборы автобуса; EEPROM — энергонезависимая память

и ведущий к повышенным износам тормозных колодок, шин, перерасходу топлива и т. д.

9. Необходимость контроля пройденного пути и местоположения автобуса в реальном масштабе времени с целью исключения ухода с маршрута движения и перерасхода топлива.

10. Необходимость инструментального определения параметров сложности маршрута движения с целью обеспечения более эффективной эксплуатации подвижного состава и др.

Для решения вышеописанных проблем был создан специальный бортовой диагностический комплекс со штатными датчиками автобуса ЛиАЗ-52922 (БДК-Ш). Он имеет ряд каналов для регистрации, записи и хранения параметров технического состояния подвижного состава (рис. 1).

Далее полученная информация, например, за смену работы подвижного состава на линии, может передаваться в информационно-вычислительный центр предприятия и использоваться для улучшения управления.

Данная информация фиксируется и хранится в реальном масштабе времени.

Для записи и надежного хранения без ограничения по времени полученных из БДК данных, из имеющегося ассортимента Flash карт был выбран наиболее недорогой и простой вариант с использованием карты SD MS (рис. 2), без сжатия данных. ЗУ БДК поддерживает теперь только вышеуказанный формат Flash карт. Допустимый размер карты от 521 Мб до 1 Гб.

Теоретические и опытные расчеты показали, что для записи первой строки из цифрового массива данных по 16-и каналам БДК, времени и даты необходимо 92 байта на 1 с.

92 байта × 60 с = 5,39 кБайт в мин.

5,39 кБайт × 60 мин = 323,4 кБайта в ч.

323,4 кБайта × 24 ч = 7,59 МБайт в сутки.

7,6 МБайт × 30 дней = 228 мегабайт в месяц.

228 МБайт × 2 = 456 МБайт.

Рис. 2. Общий вид Flash карты SD MS

Таким образом, из расчетов видно, что Flash карты на 512 МБайт будет достаточно для сохранения зарегистрированных из БДК данных за срок более чем два месяца.

Особенность БДК-Ш состоит в том, что он через специальные разъемы непосредственно подключается к штатным КИП автобуса без использования собственных датчиков.

В конструкцию бортового диагностического комплекса со штатными датчиками автобуса ЛиАЗ-52922 (БДК-Ш) для хранения и передачи полученной информации введены дополнительные функции:

- GPRS-приемо-передатчик пакетной радиосвязи общего пользования стандарта GSM (позволяет принимать и отправлять данные согласно заданному программному коду);
- Glonass-приемник Глобальной навигационной спутниковой системы (позволяет фиксировать географическое положение автобуса).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Техническая** эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. и дополн. / Е. С. Кузнецов, А. П. Болдин, В. М. Власов и др. — М.: Наука, 2001. 535 с.

КАМАЗ укрепляет свои позиции в Астраханской области

В Астрахани состоялась встреча делегации ОАО "КАМАЗ" (входит в корпорацию "Ростех") с представителями органов исполнительной власти Астраханской области.

Между Правительством Астраханской области, ОАО "КАМАЗ" и ООО "ЭКТООЙЛ" было подписано соглашение о сотрудничестве, направленное на расширение использования газомоторного топлива в Астраханской области. На совещании под председательством заместителя председателя Правительства Астраханской области — министра промышленности, транспорта и природных ресурсов Астраханской области сергея Кржановского подробно обсуждались возможности расширения использования газа в качестве моторного топлива.

В состав рабочей группы от ОАО "КАМАЗ" вошли Руслан Зиатдинов, директор по продажам газобаллонной автотехники ОАО "ТФК "КАМАЗ", Анатолий Виниш, региональный директор Южного и Северокавказского федеральных округов ОАО "ТФК "КАМАЗ" и Рафаэль Батыршин, генеральный директор ООО "РариТЭК", официального дистрибьютора "КАМАЗа" по продукции с газовыми двигателями. Также в совещании приняли участие представители профильных министерств и ведомств, а также руководители предприятий Астраханской области.

По итогам встречи было принято решение разработать планы мероприятий на период до 2020 г. по переводу областных автотранспортных парков на использование компримированного газа в объеме не менее 30 % общего числа транспортной техники. Планируется уделять особое внимание рассмотрению заявок от предпринимателей на выделение земельных участков под сооружение автомобильных газокомпрессорных и многотопливных заправочных станций. Руководителям автотранспортных, специализированных организаций, сельхозпроизводителям и предпринимателям Астраханской области было предложено определить возможность заключения прямых соглашений с ОАО "КАМАЗ" по переводу автотранспорта на использование газомоторного топлива. Выполнение принятых на совещании решений будет контролироваться непосредственно Министерством промышленности, транспорта и природных ресурсов Астраханской области.

Участники совещания осмотрели выставку камазовской автотехники на территории Сервисного центра "КАМАЗ" компании ООО "Волготехснаб-Каспий". Вниманию посетителей были предложены газовый седельный тягач КАМАЗ-65116-34, газовый автобус *Bravis*, самосвал КАМАЗ- 6520-26012-73 и бортовой грузовик КАМАЗ-4308-6083-28, а также магистральный тягач КАМАЗ-5490 (М1842) из нового модельного ряда компании.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 621.43

А. С. Гребенников, д-р техн. наук, проф., **С. А. Гребенников**, канд. техн. наук, доц.,
А. В. Никитин, канд. техн. наук, доц., **М. Г. Петров**, канд. техн. наук,
Д. В. Федоров, аспирант, Саратовский государственный технический университет
им. Ю. А. Гагарина
E-mail: chizov_nik@mail.ru

КОНЦЕПЦИЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ АВТОМОБИЛЯ ДИНАМИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Предложен способ определения технического состояния двигателей с оценкой герметичности верхнепоршневой полости цилиндра, пусковых устройств, шестерни газораспределения и их влияния на параметры неравномерности скорости коленчатого вала двигателя при различных условиях эксплуатации. Основные характеристики приведены из Нау электрического измерительного прибора, предназначенного для контроля и диагностики двигателей на рабочих параметров. Предложен метод оптимизации цилиндров двигателя, работающих на параметры неравномерной скорости вращения коленчатого вала в пределах от индивидуальных ходов цилиндров.

Ключевые слова: *концепция, системы, реализация, элементы трансмиссии, двигатель, системы управления.*

В Саратовском государственном техническом университете (СГТУ) разработана концепция универсальной системы бестормозного диагностирования элементов автомобиля по параметрам внутрицикловых изменений угловой скорости коленчатого вала двигателя, рулевого колеса, колес автомобиля, карданного вала и других вращающихся частей [1, 2, 3]. Она базируется на основных положениях динамики ДВС и принципе Д'Аламбера, при этом используются установившиеся и неустановившиеся рабочие режимы агрегатов, систем и механизмов автомобиля в процессе выполнения им транспортной работы или их имитации (тестовые режимы) на посту диагностики Д-2 в отсутствие каких-либо тормозных средств и стендов с беговыми роликами.

Практическая реализация предлагаемых разработок требует установки:

- на коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания (ДВС) — индуктивного или фотоэлектрического датчика угловой скорости с шагом квантования 0,6...1° по углу его поворота [3];
- на распределительный вал ДВС — датчика положения верхней мертвой точки (ВМТ) поршня первого цилиндра в такте сжатия;
- на высоковольтный провод свечи зажигания (топливопровод высокого давления форсунки) первого цилиндра двигателя — индуктивного датчика синхронизации начала регистрации диагностической информации;
- на колеса, рулевое колесо, карданные валы — датчиков угловых перемещений.

В качестве датчика угловой скорости коленчатого вала используется преобразователь угловых перемещений BE-178A, обладающий высокой разрешающей способностью и точностью. Как альтернативу преобразователю угловых перемещений коленчатого вала можно использовать индуктивный датчик, установленный напротив зубьев венца маховика.

Измерение значений угловой скорости по углу поворота вращающихся элементов автомобиля производится цифровым электронным устройством путем подсчета числа импульсов эталонного кварцевого генератора (2 МГц) между смежными импульсами датчика угловых перемещений. Обработка результатов измерений в соответствии с алгоритмом диагностирования осуществляется устройством автоматически. Метрологический анализ составляющих погрешностей предлагаемых методов и устройства диагностирования элементов авто-

мобиля показал, что процесс изменения внутрицикловых значений угловой скорости вращающихся деталей систем и механизмов автомобиля от цикла к циклу является стационарным и, в значительной степени, стабильным. Максимальная относительная погрешность методов и устройства диагностирования различных элементов автомобиля не превышает 7 %, двигателя — 3,5 %.

При подключении к перечисленным датчикам созданного диагностического устройства (микропроцессора) определяются:

- общее техническое состояние ДВС по значению эффективной мощности и крутящего момента;
- неравномерность работы цилиндров на установившихся и неустановившихся режимах;
- состояние кривошипно-шатунного механизма по значению мощности механических потерь;
- компрессионные свойства цилиндров в режиме прокручивания коленчатого вала стартером в отсутствие подачи топлива;
- износ кулачков распределительного вала, увеличенные тепловые зазоры в приводе клапанов, потери жесткости клапанными пружинами, нарушения фаз газораспределения в режиме прокручивания коленчатого вала декомпрессированного ДВС стартером;
- значения углов опережения зажигания (впрыска топлива) по цилиндрам;
- равномерность цикловой подачи топлива ТНВД;
- техническое состояние рулевого управления по значению приведенного суммарного люфта и неравномерности амплитуд колебаний углов поворота (от среднего положения) рулевого колеса;
- техническое состояние элементов трансмиссии по значениям коэффициентов неравномерности изменения угловых скоростей последовательно соединенных ее сопряжений;
- техническое состояние тормозной системы по анализу временных параметров тормозной диаграммы.

Способы диагностирования элементов ДВС, трансмиссии, рулевого управления, тормозной системы и устройство для их реализации защищены авторскими свидетельствами и патентами РФ.

Для диагностирования трансмиссии и тормозной системы автомобиль устанавливается на пост, оборудованный подъемником.

При диагностировании элементов трансмиссии вывешенные ведущие колеса одной стороны автомобиля фиксируются в неподвижном состоянии. Прокручивание ведущих колес с постоянной частотой вращения осуществляется двигателем, работающим в диапазоне минимально устойчивых оборотов коленчатого вала, или стартером. Вращение остальных колес автомобиля осуществляется от мобильного приводного устройства. Под циклом совместного прокручивания ДВС с трансмиссией понимается угловой период вращения коленчатого вала, соответствующий одному обороту ведущего колеса.

Об общем техническом состоянии трансмиссии судят по значениям мощности механических потерь и суммарного углового зазора, измеренных в режиме выбега. Мощность механических потерь определяется по значению замедления ведущего колеса, а суммарный зазор — по разности значений угла поворота ведущего колеса и приведенного к ведущему колесу угла поворота коленчатого вала при их совместном выбеге с определенного установившегося скоростного режима.

При отрицательном заключении об общем техническом состоянии трансмиссии поэлементное ее диагностирование осуществляется в режиме прокручивания системы "ДВС—трансмиссия" стартером, то есть на установившемся скоростном режиме. При этом датчики угловой скорости приводятся в контакт с карданными валами. Постановку диагноза осуществляют по значениям коэффициента неравномерности угловой скорости и разности показателей внутрицикловых изменений угловых скоростей вращения сопряженных элементов трансмиссии в сравнении с номинальными.

Неравномерность вращения коленчатого или иного вала оценивают коэффициентом:

$$\delta = \frac{\omega_{i\max} - \omega_{i\min}}{\varpi},$$

где $\omega_{i\max}$, $\omega_{i\min}$ и ϖ — соответственно значения максимальной, минимальной и средней угловых скоростей коленчатого вала или i-го элемента передаточной системы трансмиссии в пределах кинематического цикла.

Диагностирование элементов тормозной системы осуществляется при однократном нажатии на педаль управления рабочим тормозом с нормируемым усилием и темпом (осуществляется автоматическим устройством — "пневмоногой") при достижении колесами автомобиля скорости 60 км/ч. В качестве диагностических параметров используются значения времени запаздывания и срабатывания привода тормозной системы, установившегося замедления и угла поворота конкретных колес в пери-

од установившегося процесса торможения вывешенных колес автомобиля.

Эффективность разработанной системы диагностирования обеспечивается высокой помехоустойчивостью и информативностью контролируемого параметра — угловой скорости, точностью, многофункциональностью использования, оперативностью и малой стоимостью реализации, а также перспективностью ее использования в качестве элемента системы бортового диагностирования и адаптивного автоматического управления рабочими процессами ДВС, АБС, ПБС, скоростью автомобиля (*Cruise Control*) и другими. Адаптивность существующих электронных систем управления двигателем (ЭСУД) к индивидуальному изменению технического состояния ДВС недостаточна. Погрешность их управления значениями регулируемых параметров в зависимости от режима работы ДВС достигает 5...7 % их оптимальных значений для двигателя с конкретным техническим состоянием.

Главным препятствием на пути совершенствования адаптивных свойств ЭСУД к постоянно изменяющемуся техническому состоянию ДВС является отсутствие единого интегрального показателя мгновенной оценки эффективности рабочих процессов в цилиндрах ДВС, который мог бы выполнять функции критерия оптимальности, упростить алгоритм поиска и повысить точность определения значения регулируемого параметра.

В СГТУ выполнен комплекс аналитических и экспериментальных работ в данном направлении. В соответствии с их результатами такими свойствами обладает показатель неравномерности внутрицикловых изменений угловой скорости по углу поворота коленчатого вала, который адекватно характеризуют рабочие процессы в конкретных цилиндрах ДВС.

Созданы устройства для адаптивного управления моментами зажигания и подачи топлива ДВС.

Электронные системы управления двигателей нового поколения ВАЗ, ГАЗ имеют в своем составе датчики скорости вращения коленчатого вала и ВМТ. Однако недостаточная разрешающая способность индуктивного датчика угловых перемещений коленчатого вала (6° вместо 1°) не позволяет диагностировать элементы газораспределительного механизма и трансмиссии предлагаемыми методами, а также внедрить разработанную прогрессивную адаптивную систему управления работой двигателя. Поэтому требуется конструктивная доработка датчика угловой скорости коленчатого вала этих ДВС.

Внедрение микропроцессорной адаптивной системы управления дизельным двигателем, кроме этого, требует замены центробежной муфты регулятора угла опережения впрыска топлива его электронным аналогом и установки датчиков режимных параметров, коррекции и защиты. В настоящее время авторами выполняются такие работы, по которым получены положительные результаты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гребенников А. С.** Адаптивное управление нормативами технической эксплуатации автомобилей / А. С. Гребенников, С. А. Гребенников, М. Г. Петров, В. В. Фокин // Информационные технологии, системы и приборы в АПК / Ч. 1: матер. 4-й Междунар. науч.-практ. конф. "АГРОИНФО-2009" Рос. акад. с.-х. наук Сиб. отд.: Сиб. Физико-техн. ин-т аграр. проблем. — Новосибирск, 2009. С. 342—350.
2. **Гребенников А. С.** Диагностирование автотракторных ДВС динамическим методом / А. С. Гребенников. — Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2002. 196 с.
3. **Гребенников С. А.** Изменение технического состояния и способ диагностирования элементов механизма газораспределения ДВС / С. А. Гребенников, М. Г. Петров, А. С. Гребенников // Автомобильная промышленность. 2011. № 9. С. 25—30.

Дальневосточные энергетики получили бульдозеры ЧЕТРА

Официальный дилер ЧЕТРА компания "Карьерные машины" поставила партию бульдозеров ЧЕТРА для нужд ОАО "Федеральная Сетевая Компания Единой Энергетической Системы" МЭС Востока.

Три промышленных трактора ЧЕТРА Т-9.01ЯМБЛ-3 направлены Хабаровскому, Приморскому и Амурскому предприятиям магистральных электрических сетей.

Бульдозеры, заступившие на дежурство по обслуживанию и расчистке линий электропередач, дополнительно оснащены лебедочным агрегатом, позволяющим производить ремонтно-восстановительные работы на удаленных участках.

Это не первая поставка техники предприятиям электроэнергетического комплекса России. Ранее 10 вездеходов ЧЕТРА ТМ-140 были направлены ОАО "Норильско-Таймырской энергетической компании".

Пресс-служба компании ЧЕТРА

УДК 629.463

Ж. Г. Жанбиров, д-р техн. наук, проф., **С. Б. Кенжегулова**,
Центрально-Азиатский университет, Алматы, Казахстан
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЛАНИРОВАНИЯ И ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Механизм управления автомобильным транспортом должен быть сознательно приведен в движение. Для этого необходимы целенаправленная организация и управление соответствующими процессами путем воздействия с помощью определенных методов управления. На основании проведенных исследований даны научно-практические рекомендации и критерии оценки технико-экономических показателей эксплуатации грузового автомобильного парка путем совершенствования надежности управления.

Ключевые слова: *грузовой автомобильный парк, эффективность транспортных средств, эколого-экономический аспект, рентабельность отрасли.*

Развитие рыночного механизма приводит в движение такие методы, как экономическое стимулирование; стратегическое планирование процесса перевозки; финансирование деятельности автотранспортных предприятий; экономическая оценка уровня использования подвижного состава; эколого-экономической эффективности транспортных средств; производственной деятельности по снижению издержек и увеличению доходов и др.

Позитивное воздействие этих методов может достигаться при условии их органичного сочетания. Для максимизации позитивного влияния выбор конкретных методов и их сочетаний должен осуществляться в соответствии с задачами, поставленными в области организации и управления автомобильным транспортом и вытекающими функциями управления этими процессами (рисунок).

Эколого-экономический аспект реализуется в форме создания расширенных моделей, включающих условия снижения загрязнения окружающей среды, ограничения на экологически опасные виды топлива, условия соизмерения затрат и результатов природоохранных мероприятий.

Отражение финансового аспекта осуществляется путем включения финансового баланса, отражения в нем взаимозависимостей между материальными и финансовыми потоками автопредприятий; определения финансовых источников; оценки эколого-экономической эффективности инвестиционных проектов по развитию автомобильного комплекса и др.

В качестве критерия оценки экономической эффективности капитальных вложений транспортного комплекса служит экономия затрат совокупного общественного труда, которая определяется путем сопоставления полученного экономического эффекта с произведенными затратами [2].

Отношение абсолютного эффекта $\Delta D_э$ к капитальным вложениям $K_э$, обеспечившим его получение, характеризует общую (абсолютную) эффективность капитальных вложений в экономике $Э_э$:

$$Э_э = \Delta D_э / K_э. \quad (1)$$

Этот показатель позволяет судить о том, какая сумма чистого дохода государства получена на каждую

Структура предлагаемого механизма управления автомобильным транспортом представлена в авторской трактовке

Технико-экономические показатели автотранспортного предприятия

Показатели	Первый год	Второй год	Третий год
Среднее количество списочных автомобилей	115	111	102
В том числе:			
объем работы	1054	748	790
количество часов	510	412	341
Всего грузоподъемность, т	5796	3943	4975
В том числе:			
объем работы	4599	3010	4278
количество часов	1197	933	697
Объем перевозок, тыс. т	87 439,2	89932,1	133 278,1
Средня дальность перевозок,км	12,1	12,3	11,3
Коэффициент использования пробега	0,541	0,599	0,595
Коэффициент использования парка	0,601	0,655	0,645
Средня прозводительность автомобиля, т	1575	2243	2633
Выполненная работа, т • км	23435	27542	30046
Себестоимость перевозок, тенге/т • км	55,89	55,63	52,5
Производительность одного рабочего, тенге	3768,4	4297,0	4421,3
Общий доход, тыс. тенге	8966,4	8180,4	11 364,4
Объем прибыли, тыс. тенге	1292,0	1768,5	2760,7
Расчетная рентабельность, %	22,55	31,78	32,69
Фондаотдачи, тенге	1—68	1—67	1—39
Средня месячная заработная плата рабочих, тенге	58567,8	61655,3	72116,0

единицу произведенных капитальных вложений в рассматриваемом периоде времени.

Экономическая эффективность капитальных вложений по отраслям экономики $Э_{отр}$, в том числе и по транспортной отрасли, определяется отношением прироста прибыли $\Delta П_{отр}$ к капитальным вложениям, обеспечившим получение этого прироста прибыли $К_{отр}$, т. е.:

$$Э_{отр} = \Delta П_{отр}/К_{отр}. \quad (2)$$

Показатель эффективности использования производственных фондов характеризует общую рентабельность деятельности отрасли, предприятия. Доходность хозяйствующего субъекта характеризуется абсолютными и относительными показателями. Абсолютный показатель доходности — это сумма доходов. Относительный показатель — уровень рентабельности. Рентабельность представляет собой доходность или прибыльность производственного процесса. Уровень рентабельности транспортных предприятий, связанных с оказанием транспортных услуг, определяется процентным отношением дохода от реализации услуг к ее себестоимости:

$$Р = П/с100, \quad (3)$$

где Р — уровень рентабельности, %; П — доход от реализации услуг, тенге; с — себестоимость услуг, тенге.

Расчет точки безубыточности можно производить аналитическим методом. Он заключается в определении минимального объема выручки от реализации услуг, при котором уровень рентабельности хозяйствующего субъекта будет больше 0 %:

$$T_{\min} = \frac{И_{пост} T}{N - И_{пер}}, \quad (4)$$

где $T_{\min}$ — минимальный объем выручки, при которой уровень рентабельности больше 0 %; $И_{пост}$ — сумма условно-постоянных затрат, тенге; $И_{пер}$ — сумма переменных затрат, тенге; Т — выручка от реализации, тенге.

Норма дохода на вложенный капитал определяется отношением суммы дохода к общей сумме пассива по балансу [3]:

$$Р = \frac{П}{\Sigma К}, \quad (5)$$

где Р — норма прибыли, тенге; П — сумма прибыли за отчетный период (квартал, год), тенге; ΣК — общая сумма пассива (по бухгалтерскому балансу), тенге.

Рост этого показателя характеризует тенденцию прибыльной деятельности компании, его доходность.

Внедрение результатов исследования по совершенствованию надежности управления эксплуатаций автомобильного парка позволило получить по предварительным расчетам экономический эффект более 10 млн тенге, рентабельность предприятий составила 32,69 % против 22,55 % до их внедрения и повышение производительности на 12 % (таблица).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ефимушкин** С. Н. Маркетинг — менеджмент. // Учебник. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2005. 53 с.
2. **Мескен М., Альберт М., Хедаурн Ф.** Основы менеджмента. // Учебник. — М., 2000. 704 с.
3. **Селюков В. К.** Риск — менеджмент организации. // Учебник. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2008. 188 с.

УДК 629.113

И. М. Рябов, д-р техн. наук, **А. В. Поздеев**, канд. техн. наук,
А. Ю. Соколов, **Н. Н. Малинин**, аспиранты, Волгоградский государственный технический университет
E-mail: avp24897@mail.ru

ЭФФЕКТИВНАЯ ПЛОЩАДЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ И МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАКОНА ЕЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ

Статья посвящена методике определения зависимости эффективной площади пневматической шины от ее вертикальной деформации.

Ключевые слова: *пневматическая шина, эффективная площадь, вертикальная деформация, давление, бесподвесочная машина, плавность хода.*

Понятие *"эффективная площадь"* используется при исследовании и расчете пневматических рессор (ПР) различных типов (резинокордных пневмобаллонов, диафрагменных и рукавных пневматических упругих элементов) [1]. НА рис. 1 приведены схемы вертикальной деформации ПР и пневматической шины (ПШ).

Сравнение схем вертикальной деформации ПР и ПШ показывает, что они очень похожи. Поэтому для ПШ также можно ввести понятие *"эффективная площадь"*.

Под эффективной площадью $F_{эф}$ пневматической рессоры понимается такая площадь, произведение которой на избыточное давление $p_и$ в ПР равно внешней нагрузке $P_н$.

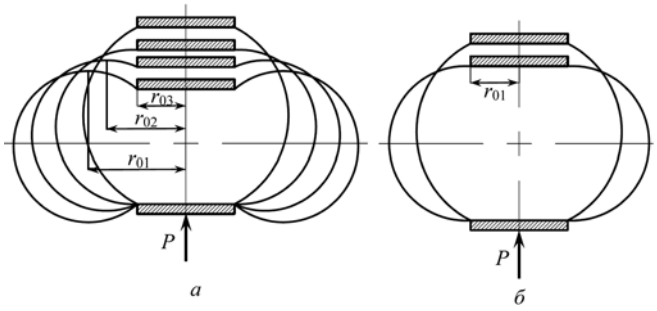

Рис. 1. Схемы вертикальной деформации:
а — резинокордный пневмобаллон; *б* — пневматическая шина

Тогда

$$F_{эф} = \frac{P_н}{p_и}. \quad (1)$$

Ее можно представить как площадь эквивалентного поршня, который при действии на него давления $p_и$ создает силу, равную вертикальной нагрузке $PZ_н$. При деформации резинокордного пневмобаллона (см. рис. 1, *а*) эффективная площадь $F_{эф}$ непрерывно изменяется, что равноценно изменению диаметра эквивалентного поршня. Величина эффективной площади зависит от характера изменения объема упругого элемента при его деформации. Расчетное или графическое определение эффективной площади ПР затруднительно в связи с тем, что для этого необходимо знать закон изменения ее объема.

Жесткость упругой характеристики пневматической рессоры *c* зависит как от интенсивности изменения давления $\frac{dp_н}{d\lambda}$, так и от интенсивности изменения эффективной площади $\frac{dF_{эф}}{d\lambda}$ при вертикальной деформации ПР, и определяется зависимостью [1]:

$$c(\lambda) = \frac{dP_н}{d\lambda} = \frac{dp_и}{d\lambda} F_{эф} + \frac{dF_{эф}}{d\lambda} p_и. \quad (2)$$

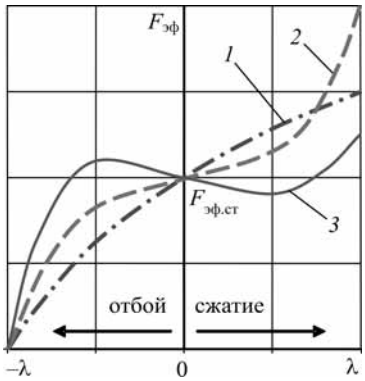

Рис. 2. Примеры зависимости эффективной площади $F_{эф}$ от деформации пневматической рессоры:

1 — для ПР баллонного типа; *2*, *3* — для диафрагменных ПР и рукавных ПР с профильным поршнем

Поскольку и интенсивность изменения давления зависит от начального объема ПР, то, присоединяя к рессоре дополнительный объем, можно снижать ее жесткость в определенном диапазоне. Однако если даже присоединить к ПР бесконечно большой объем, ее жесткость не станет равной нулю, так как она определяется вторым слагаемым в правой части уравнения (2).

Примеры зависимости $F_{эф}$ от деформации ПР приведены на рис. 2 [1].

Из рис. 2 видно, что эффективная площадь ПР может монотонно возрастать (кривая *1*), что свойственно ПР баллонного типа. Для диафрагменных и рукавных ПР могут быть получены более сложные законы изменения величины эффективной площади $F_{эф}$ (кривые *2* и *3*), необходимые для реализации *S*-образных упругих характеристик ПР, имеющих участок с пониженной жесткостью в области статической деформации. На этом участке эффективная площадь ПР уменьшается, а ее производная по деформации $\frac{dF_{эф}}{d\lambda} < 0$. Тогда второй член правой части уравнения (2) становится отрицательным, следовательно можно снизить жесткость ПР и даже довести ее на среднем участке *S*-образной упругой характеристики до нуля.

При определении зависимости эффективной площади $F_{эф}$ от деформации пневматической рессоры упругость самой резинокордной оболочки не учитывается вследствие ее малости. Но в отличие от резинокордной пневматической рессоры в шине некоторая часть нагрузки $P_п$ воспринимается покрышкой. Доля нагрузки, приходящаяся на покрышку, зависит от ее конструкции (числа слоев корда) и окружающей температуры. Поэтому для шины определение *"эффективная площадь"* изменится — это площадь, произведение которой на избыточное давление в шине равно разности внешней вертикальной нагрузки и силы, обусловленной упругостью покрышки:

$$F_{эф}(\lambda) = \frac{P_н(\lambda) - P_п(\lambda)}{p_и(\lambda)} = \frac{P_в(\lambda)}{p_н(\lambda)}, \qquad (3)$$

где $P_в$ — сила давления воздуха, действующая на эквивалентный поршень, площадь которого равна эффективной площади шины.

Эффективная площадь ненагруженной шины равна нулю, но по мере деформации шины она увеличивается, поэтому шина может воспринимать все бóльшую нагрузку, несмотря на то, что при этом давление в шине увеличивается незначительно. Это обстоятельство позволяет сделать вывод, что жесткость шины определяется в основном изменением ее эффективной площади при вертикальной деформации. Жесткость шин является очень важной характеристикой, поскольку от нее зависят частоты собственных вертикальных и угловых колебаний кузова, которые в свою очередь определяют плавность хода бесподвесочной машины. Для изыскания путей снижения жесткости шин с целью повышения плавности хода бесподвесочных машин необходимо разработать методику определения закона изменения эффективной площади шины при ее вертикальной деформации. Знание этого закона также необходимо для оптимизации параметров внутренней воздушной демпфирующей системы колеса транспортного средства с пневматической шиной [2], схема которого представлена на рис. 3.

Предлагаемое колесо (см. рис. 3) имеет внутри полости шины объемом V_1 эластичную оболочку *1*

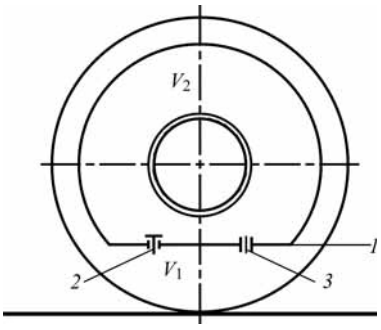

Рис. 3. Схема колеса с воздушным демпфированием:

1 — невращающаяся оболочка; *2* — клапан; *3* — дроссельное отверстие

с объемом V_2, выполненную в виде полого тора с усеченной нижней частью. Оболочка установлена на ободе с возможностью осевого вращения, центр масс оболочки расположен ниже оси вращения колеса, и она разделяет полость шины на две полости, сообщающиеся между собой через клапан *2* и дроссельное отверстие *3*. Для расчета этой пневматической демпфирующей системы необходимо знать закон изменения эффективной площади шины при ее вертикальной деформации.

Расчетное определение закона изменения эффективной площади шины от ее деформации затруднительно, поскольку для каждого значения вертикальной деформации шина принимает определенную "равновесную" конфигурацию, которая определяется расположением нитей корда, воспринимающих нагрузку [3]. Поэтому целесообразно определять этот закон на основе экспериментальных данных.

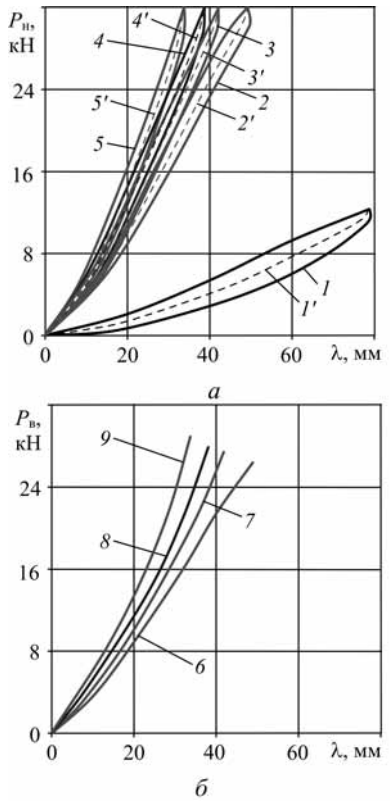

Рис. 4. Упругие характеристики шины 260-20 при различных значениях начального давления воздуха:

1 и *1'* — $P_п(\lambda)$ и $P_{п.ср}(\lambda)$ при $p_{н0}$ = 0; *2*, *2'* и *6* — $P_н(\lambda)$, $P_{н.ср}(\lambda)$ и $P_в(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,35 МПа; *3*, *3'* и *7* — $P_н(\lambda)$, $P_{ш.ср}(\lambda)$ и $P_в(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,45 МПа; *4*, *4'* и *8* — $P_н(\lambda)$, $P_{н.ср}(\lambda)$ и $P_в(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,5 МПа; *5*, *5'* и *9* — $P_н(\lambda)$, $P_{н.ср}(\lambda)$ и $P_в(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,6 МПа

Предлагаемый графоаналитический метод определения закона изменения эффективной площади шины при ее вертикальной деформации по экспериментальным данным состоит в следующем. Сначала экспериментально определяются упругие характеристики шины — зависимости нагрузки на шину от ее вертикальной деформации $P_н(\lambda)$. Экспериментальные упругие характеристики шины $P_н(\lambda)$ и ее покрышки $P_п(\lambda)$ при отсутствии избыточного давления в шине приведены на рис. 4, *а* (кривые *2—5* и кривая *1* соответственно) [4].

Из рис. 4 видно, что упругие характеристики шины имеют форму петли гистерезиса, обусловленную разностью сил, создаваемых шиной при нагружении и разгрузке, вследствие потерь энергии в материале шины. Для исключения влияния гистерезиса примем допущение, что потери энергии при сжатии и отбое шины одинаковы. На основе этого допущения строим упругие характеристики шины и покрышки без учета гистерезиса (см. рис. 4, *а*, штриховые линии *1'—5'*).

Путем графического вычитания упругой характеристики покрышки из каждой упругой характеристики шины строим упругие характеристики идеальной шины $P_в(\lambda)$, покрышка которой не обладает упругими свойствами и не имеет потерь в материале (см. рис. 4, *б*, кривые *6—9*).

Из рис. 4 также видно, что сила $P_п(\lambda)$, создаваемая упругостью покрышки, невелика и составляет 10—20 % в зависимости от конструкции шины и давления в ней. Таким образом, упругая характеристика шины в основном определяется давлением воздуха, действующего на эффективную площадь шины, которая не является постоянной величиной для шины, а изменяется по определенному закону от вертикальной деформации.

Определим закон изменения эффективной площади для шины 8,40-15 автомобиля УАЗ-450Д. Для этого на универсальном динамическом стенде, описание которого дано в работе [5], снимаются упругие характеристики шины (рис. 5).

При определении упругих характеристик образцовым манометром измерялось давление в шине по мере ее вертикальной деформации (рис. 6).

Используя данные рис. 5 и 6 можно по уравнению (3) построить закон изменения эффективной площади при деформации шины.

С учетом данных, приведенных на рис. 4, примем, что сила $P_п(\lambda)$, создаваемая упругостью по-

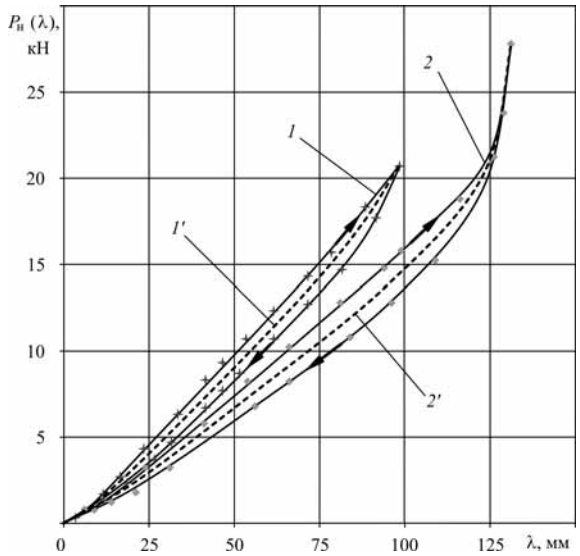

Рис. 5. Экспериментальные статические упругие характеристики $P_н(\lambda)$ пневматической шины 8,40-15 автомобиля УАЗ-450Д при различном начальном давлении:

1, 1′ — $P_н(\lambda)$, $P_{н.ср}(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,15 МПа; *2, 2′* — $P_н(\lambda)$, $P_{н.ср}(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,1 МПа

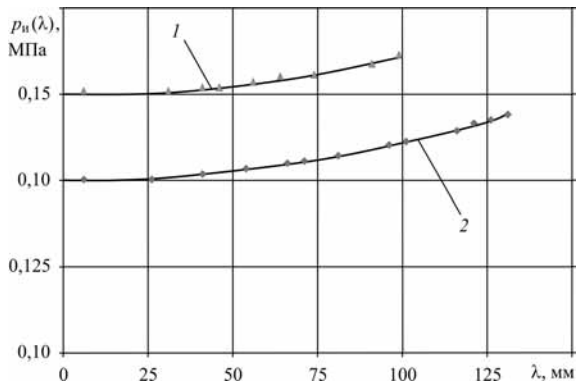

Рис. 6. Экспериментальные зависимости изменения давления $p_и(\lambda)$ в шине 8,40-15 автомобиля УАЗ-450Д при вертикальной деформации и различном начальном давлении:

1 — $p_и(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,15 МПа; *2* — $p_и(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,1 МПа

крышки, составляет 12,5 % от $P_н(\lambda)$. Тогда уравнение (3) примет вид:

$$F_{эф}(\lambda) = \frac{0{,}875 P_н(\lambda)}{p_и(\lambda)}. \quad (4)$$

В работе [3] показано, что для различных шин покрышка создает силу, которая эквивалентна снижению давления в шине на p_0 = 0,01 – 0,03 МПа в за-

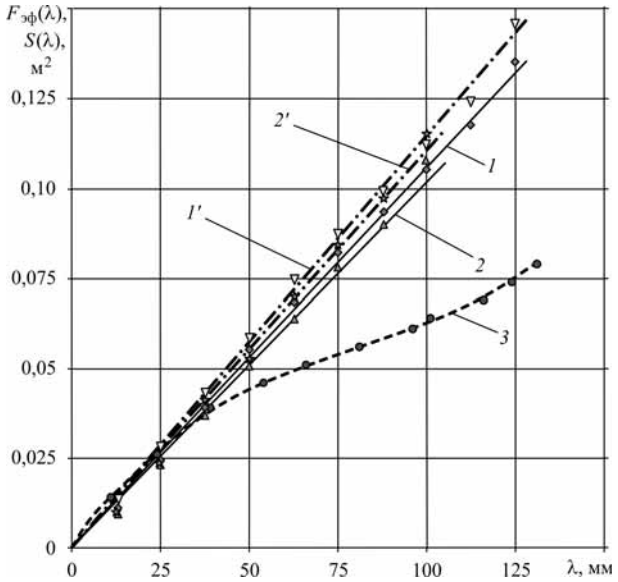

Рис. 7. Экспериментальные зависимости эффективной площади $F_{эф}(\lambda)$ в шине 8,40-15 автомобиля УАЗ-450Д и площади ее контакта $S(\lambda)$ с плоской опорной поверхностью при вертикальной деформации и различном начальном давлении:

1, 1′ — $p_и(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,15 МПа; *2, 2′* — $p_и(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,1 МПа; *3* — $S(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,1 МПа; *1′, 2* — $F_{эф}(\lambda)$ по формуле (4); *1′, 2′* — $F_{эф}(\lambda)$ по формуле (6)

висимости от жесткости каркаса. С учетом этого, уравнение (3) примет вид:

$$F_{эф}(\lambda) = \frac{P_н(\lambda) - p_0 F_{эф}(\lambda)}{p_и(\lambda)}. \quad (5)$$

Или

$$F_{эф}(\lambda) = \frac{P_н(\lambda)}{p_и(\lambda + p_0)}. \quad (6)$$

Приняв p_0 = 0,01 МПа, рассчитываем по уравнениям (4) и (6) значения эффективной площади при фиксированных значениях деформации шины (табл. 1 и 2) и строим соответствующие графики (рис. 7).

Расхождение значений эффективной площади шины, полученных по формулам (4) и (6), определяется величиной относительного отклонения:

$$\Delta = \frac{F'_{эф} - F_{эф}}{F_{эф}} 100\ \%. \quad (7)$$

Из табл. 1 и 2 видно, что результаты расчетов эффективной площади шины по формулам (5) и (7) не-

Таблица 1

Значения эффективной площади $F_{эф}(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,15 МПа

λ, мм	12,5	25	37,5	50	62,5	75	87,5	100
$F_{эф}$, м^2, по формуле (4)	0,010	0,023	0,037	0,051	0,064	0,078	0,090	0,108
$F'_{эф}$, м^2, по формуле (6)	0,011	0,024	0,040	0,055	0,069	0,083	0,097	0,117
Δ, %	10	4,3	8,1	7,8	7,8	6,4	7,8	8,3

Таблица 2

Значения эффективной площади $F_{эф}(\lambda)$ при $p_{и0}$ = 0,1 МПа

λ, мм	12,5	25	37,5	50	62,5	75	87,5	100	112,5	125
$F_{эф}$, м^2, по формуле (4)	0,011	0,024	0,040	0,056	0,069	0,082	0,094	0,105	0,118	0,136
$F'_{эф}$, м^2, по формуле (6)	0,012	0,025	0,041	0,058	0,072	0,086	0,098	0,111	0,125	0,144
Δ, %	9,1	4,2	2,5	3,6	4,3	4,9	4,3	5,7	5,9	5,9

значительно отличаются друг от друга, максимальное расхождение значений составляет Δ = 10 %.

Как видно из рис. 7, эффективная площадь рассмотренной шины от ее вертикальной деформации изменяется по линейному закону и практически не зависит от давления в ней.

Также следует отметить, что, начиная с деформации λ = 40 мм, эффективная площадь шины превышает площадь ее контакта с плоской опорной поверхностью. Это свидетельствует о том, что давление шины на опорную поверхность значительно выше, чем давление воздуха в шине.

Таким образом, введено понятие *"эффективная площадь"* пневматической шины, разработана методика определения закона изменения эффективной площади шины при ее вертикальной деформации и установлено, что этот закон описывается линейной зависимостью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Певзнер Я. М., Горелик А. М.** Пневматические и гидропневматические подвески. М.: Машгиз, 1963. 319 с.
2. **Колесо** транспортного средства. Пат. 2108240 РФ, МКИ 6 В 60 С 17/00 / Рябов И. М.: ВолгГТУ, 1998.
3. **Бидерман В. Л., Гуслицер Р. Л.** Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация). М.: Госхимиздат, 1963. 384 с.
4. **Кнороз В. И.** Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз, Е. В. Кленников, И. П. Петров и др. М.: Транспорт, 1967. 237 с.
5. **Стенды** для испытания подвесок наземных транспортных средств: учеб. пособ.(гриф). Доп. УМО вузов по университетскому политехническому образованию / Новиков В. В., Рябов И. М., Дьяков А. С., Поздеев А. В., Похлебин А. В.: ВолгГТУ. Волгоград. 2013. 114 с.

ЧЕТРА начала продажи нового бульдозера для дорожной отрасли

Официальный дилер ЧЕТРА компания "Уралтехтранс" поставила первый бульдозер ЧЕТРА Т-9.01КБ-3 с поворотным отвалом, выпущенный на ОАО "Промтрактор" ("Концерн "Тракторные заводы") для предприятия лесозаготовительного сектора Карелии - ЗАО "Норд Интер Хаус".

Трактор будет использоваться на строительстве и содержании лесных дорог. Бульдозер оснащен экономичным двигателем Cummins, кондиционером, фарами улучшенной светоотдачи Hella и прямым поворотным отвалом, облегчающим работу при строительстве и обслуживании дорог. Данное оборудование позволяет совмещать мощность бульдозера и функционал грейдерной техники. Вес бульдозера не превышает 20 т.

"Компания будет поставлять продукцию предприятий "Концерна "Тракторные заводы", как в традиционные для компании сектора, так и искать новые рынки, предлагая широкий спектр техники. Так, следуя пожеланиям потребителей, открылись продажи бульдозеров, оснащенных поворотным отвалом, который позволяет существенно повысить производительность машины. Такая техника способна заменять по своему функционалу грейдеры", — прокомментировал руководитель дивизиона ЧЕТРА Виктор Четвериков.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

УДК 629.113

А. С. Горобцов, д-р техн. наук, ВолгГТУ,
С. К. Карцов, д-р техн. наук, МАДИ,
Ю. А. Поляков, канд. техн. наук, доц., НИТУ "МИСиС"
E-mail: polyakovua@mail.ru

РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ОПОР КУЗОВА И САЙЛЕНТ-БЛОКОВ РЫЧАГОВ НЕЗАВИСИМЫХ ПРУЖИННЫХ ПОДВЕСОК АВТОМОБИЛЯ ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ

С помощью пространственной модели автомобиля повышенной проходимости определены рациональные жесткости виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков рычагов независимых пружинных подвесок с учетом больших движений твердых тел, точной кинематики элементов подвесок и особенностей их установки на автомобиле.

Ключевые слова: *независимая пружинная подвеска, пространственная модель автомобиля повышенной проходимости, жесткости виброизоляторов опор кузова, жесткости сайлент-блоков направляющих рычагов подвески.*

В условиях современного развития автомобильного рынка производители вынуждены искать способы сокращения времени на разработку и доводку новых образцов колесных машин. К числу этих способов относится применение расчетных моделей, основанных на точном представлении уравнений движения элементов конструкции автомобиля как механической системы. При этом достаточно интенсивно развиваются постановки задач в расширенной трактовке, что предполагает отказ от гипотезы малых перемещений тел и позволяет осуществить достаточно полный учет в расчетной схеме автомобиля геометрической нелинейности движения элементов конструкции на базе дифференциально-алгебраических уравнений больших движений тел [2, 3]. Под большими движениями здесь подразумевается общепринятый термин, означающий точное описание в уравнениях динамики угловой ориентации тела, без использования допущения о малости углов поворота.

Динамическая модель автомобиля повышенной проходимости с независимыми пружинными подвесками колес

Для исследования вибронагруженности автомобиля повышенной проходимости с независимыми подвесками колес с использованием программной системы ФРУНД [1] была создана динамическая модель пространственных колебаний конструкции с учетом динамики движения по случайному микропрофилю дороги, нелинейных характеристик элементов подвесок, систем виброзащиты, виброизоляции и шин.

Названная модель представляет собой механическую систему, состоящую из абсолютно твердых тел (рама, силовой агрегат, раздаточная коробка, рычаги рулевого привода передних управляемых колес, передний мост, задний мост, тела подсистемы "водитель—сиденье"), связанных между собой элементами, моделирующими направляющие рычаги подвесок колес, шины, виброизоляторы опор агрегатов, стабилизаторы и амортизаторы (рис. 1).

Кузов крепится к раме автомобиля с помощью восьми виброизоляторующих опор. Продольно рас-

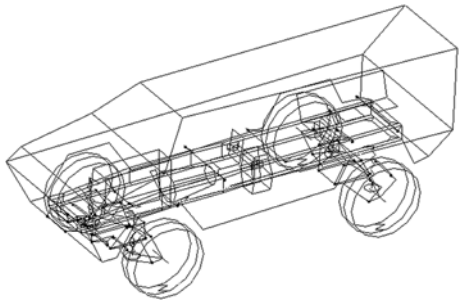

Рис. 1. Динамическая модель автомобиля повышенной проходимости с независимыми пружинными подвесками

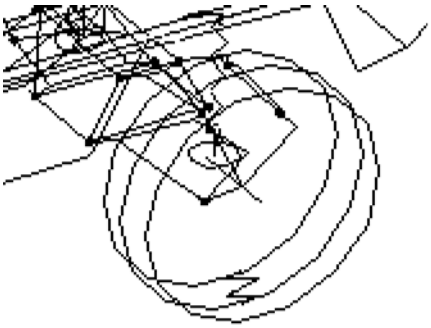

Рис. 2. Включение в динамическую модель автомобиля независимой пружинной подвески заднего левого колеса

положенный двигатель с коробкой передач в сборе установлен на раме на двух передних и двух задних опорах-виброизоляторах.

Особое внимание уделено независимым подвескам колес (рис. 2). Направляющий аппарат каждой подвески представлен двумя рычагами, качающимися в поперечной плоскости. В качестве упругого элемента подвески выступает витая цилиндрическая пружина, расположенная соосно с амортизатором. Нижняя опорная чашка пружины установлена на нижнем направляющем рычаге подвески, а верхняя опорная чашка крепится шарнирно к кронштейну рамы.

Амортизаторы подвесок мостов представляют собой вертикальные демпфирующие связи с кусочно-линейными характеристиками. Исходными данными при этом являются ход штока амортизатора, коэффициенты демпфирования на клапанном и дроссельном режимах (на ходах сжатия и отбоя), а также скорости начала открытия разгрузочных клапанов при ходах сжатия и отбоя. Кусочно-линейная скоростная характеристика амортизатора имеет четыре участка, соответствующие дроссельному и клапанному режимам работы, различные для ходов сжатия и отбоя. В модели для каждого амортизатора предусмотрено нижнее шарнирное крепление к нижнему направляющему рычагу подвески и верхнее шарнирное крепление к кронштейну рамы.

В динамическую модель автомобиля включены передний и задний стабилизаторы поперечной устойчивости. Стабилизатор представляется состоящим из двух половин, связанных между собой элементом с заданной крутильной жесткостью, каждая из которых подсоединяется к кронштейну рамы с помощью серьги. Все места крепления звеньев стабилизатора и каждой серьги моделируются соединительными элементами, каждый из которых имеет свою механическую характеристику, которая представляет собой сумму упругой и демпфирующей составляющих.

Формирование уравнений движения системы тел основано на уравнениях Лагранжа первого рода. Уравнения динамики механической системы состоят из уравнений свободного движения тел и уравнений связей от кинематических пар. Кроме кинематических пар, связи между телами могут задаваться силами от упругодемпфирующих элементов, соединяющих тела.

Для упрощения численного интегрирования таких систем уравнений уравнения связей записываются во вторых производных (связи по ускорениям), что позволяет использовать явные методы интегрирования без необходимости решать нелинейную систему уравнений относительно переменных состояния. Уравнения движения системы тел при таком подходе записываются в следующем виде:

$$\begin{cases} M\ddot{q} + D^T p' = f(\dot{q}, q, t), \\ D\ddot{q} = h(\dot{q}, q) \end{cases}$$

где M — матрица инерции; q — вектор обобщенных координат всей системы размерностью n; $\dot{q}$ — первая производная вектора обобщенных координат системы тел по времени; $\ddot{q}$ — вторая производная вектора обобщенных координат системы тел по времени; D — матрица переменных коэффициентов уравнений кинематических связей размерностью kn (k — число связей); T — символ транспонирования; P — вектор множителей Лагранжа; $f(\dot{q}, q, t)$ — вектор внешних сил, включающий в себя силы нагрузок, силы от упругодемпфирующих элементов и гироскопические силы; $h(\dot{q}, q)$ — вектор правых частей уравнений связей.

Особенности формирования и решения системы таких уравнений представлены в работах [2, 3].

Определение рациональных жесткостных параметров виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков рычагов подвески

Для нахождения рациональных параметров резиновых виброизоляторов опор кузова моделировалось движение автомобиля по разбитому булыжнику с постоянной скоростью 60 км/ч. Такой тип дороги обеспечивает мощное внешнее возбуждение в широком частотном диапазоне.

Номинальные значения жесткостей были приняты следующими: 40 МН/м — для каждого виброизолятора опоры кузова и 45 МН/м — для каждого сайлент-блока направляющего рычага подвески.

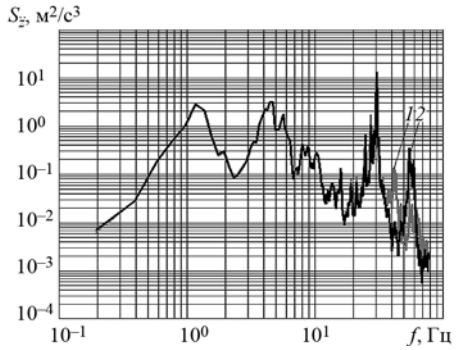

Рис. 3. Спектры вертикальных ускорений на сиденье водителя (разбитый булыжник, 60 км/ч):

1 — номинальный вариант жесткостей виброизоляторов кузова и сайлент-блоков направляющих рычагов подвесок; *2* — жесткость каждого виброизолятора кузова увеличена в 2 раза

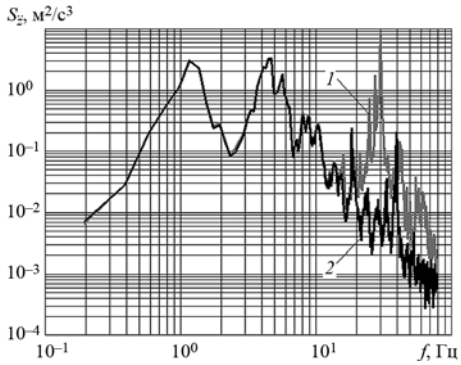

Рис. 4. Спектры вертикальных ускорений на сиденье водителя (разбитый булыжник, 60 км/ч):

1 — номинальный вариант жесткостей виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков направляющих рычагов подвесок; *2* — рациональный вариант жесткостей виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков направляющих рычагов подвесок

На рис. 3 показаны спектры вертикальных ускорений на сиденье водителя для двух значений жесткости опор кузова — номинального и увеличенного в 2 раза. Сопоставление названных графиков позволяет сделать заключение о том, что пик спектра на частоте 42 Гц обусловлен влиянием жесткости виброизолятора кузова, поскольку при ее двойном увеличении он перемещается на 55 Гц. Тогда спектральный максимум, расположенный на 30 Гц, соответствует вибрации направляющих рычагов передней подвески.

Рациональные значения жесткостей резиновых виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков направляющих рычагов подвески можно определить из предположения, что для опор кузова и направляющих рычагов частота расположения соответствующих максимумов спектра должна превышать 120 Гц — частоту третьей гармоники, возбуждаемой двигателем. В результате, рациональные жесткостные параметры оказались следующими: 640 МН/м для каждого виброизолятора опоры кузова и 720 МН/м — для каждого сайлент-блока направляющих рычагов.

На рис. 4 сопоставлены спектры вертикальных ускорений на сиденье водителя для номинальных и рациональных жесткостей. Указанное выше изменение жесткостей опор кузова и сайлент-блоков рычагов обусловливает значительное снижение уровня спектра в области 20—80 Гц. Наибольший эффект по снижению вибронагруженности наблюдается в зоне 20—35 Гц и связан с перемещением в высокочастотную область спектрального пика, соответствующего вибрации направляющих рычагов передней подвески.

Выводы

1. Построена пространственная модель автомобиля повышенной проходимости с независимыми подвесками, позволившая получить характеристики вибронагруженности с учетом больших движений твердых тел, точной кинематики элементов подвесок и особенностей их установки на автомобиле.

2. Для автомобиля с номинальными жесткостными параметрами виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков рычагов подвесок удалось идентифицировать два характерных пика спектра вертикальных ускорений на сиденье водителя. Максимум на частоте 42 Гц обусловлен влиянием жесткости виброизолятора опоры кузова, а максимум, расположенный на 30 Гц, соответствует вибрации направляющих рычагов передней подвески.

3. Даны рекомендации по изменению жесткостных параметров опор кузова и сайлент-блоков рычагов подвесок, рациональные значения которых оказались следующими: 640 МН/м для каждого виброизолятора опоры кузова и 720 МН/м — для каждого сайлент-блока направляющих рычагов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Горобцов А. С.** Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твердых и упругих тел // Справочник. Инженерный журнал. 2004. № 9. С. 40—43.
2. **Горобцов А. С., Карцов С. К., Плетнев А. Е., Поляков Ю. А.** Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография. — М.: Машиностроение, 2011. 463 с.
3. **Горобцов А. С., Карцов С. К., Поляков Ю. А.** Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учетом больших движений твердых тел // Известия Тульского государственного университета. Серия "Технические науки". 2013. Вып. 6. Ч. 1. С. 102—115.

УДК 629.0114.2-585

А. А. Макушин, канд. техн. наук, **Ш. С. Хуснетдинов**, Набережночелнинский институт Казанского (Поволжского) федерального университета, г. Набережные Челны,
Д. Р. Шафеев, директор филиала Корпорации "Модерн Машинери Ко. (Магадан), Инк"
E-mail: chizov_nik@mail.ru

РЕМОНТ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ МАХОВИКА И МЕХАНИЗМА СЦЕПЛЕНИЯ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В статье приводятся виды изнашивания и повреждения элементов маховика и деталей механизма сцепления силовых агрегатов автомобилей, даются практические рекомендации по ремонту, восстановлению и модернизации соединения.

Ключевые слова: *маховик, сцепление, паз, шип, диск ведущий, вибрация, дисбаланс.*

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

Сцепление является важным узлом силового агрегата автомобиля, предназначенным для разъединения двигателя и коробки передач во время переключения передач и последующего их плавного соединения, не допуская резкого приложения нагрузки, а также обеспечения плавного трогания автомобиля с места и его остановки без остановки двигателя.

Сцепление автомобиля КАМАЗ модели 14 или 142 — фрикционное, сухое, двухдисковое и с периферийным расположением витых нажимных пружин. Ведущие части — маховик, нажимной и средний диски. Положение среднего диска по отношению к маховику и нажимному диску автоматически регулируется специальным механизмом. Нажимной диск для установки нажимных пружин имеет 12 выступов (бобышек), а через каждые три выступа имеется резьбовое отверстие для стяжных болтов. Демпферное устройство ведомого диска состоит из двух обойм, двух дисков, двух колец и восьми пружин. Момент от стального ведомого диска передается через восемь постоянно сжатых витых пружин на диск демпфера, ступицу и первичный вал коробки передач или делителя. Диски демпфера представляют собой тарельчатые пружины, которые прижимаются к кольцам, образуя фрикционную пару.

Характерными конструктивными особенностями сцепления модели 14 (142) является центрирование ведомого и нажимного дисков по рабочим поверхностям четырех пазов маховика, расположенных взаимно перпендикулярно по осям, и передача основного крутящего момента от двигателя на трансмиссию через эти же поверхности (рис. 1). Интенсивность износов и отказов сцепления зависит от ряда факторов и нарастает с увеличением наработки. В процессе эксплуатации автомобиля имеют место такие дефекты сцепления как: износ и разрушение шипов среднего и нажимного дисков; износ фрикционных накладок и шлиц; ослабление заклепок ведомого диска сцепления; разрушение втулок рычагов механизма автоматического регулирования положения среднего ведущего диска; заклинивание шипов ведущих дисков сцепления в пазах маховика; заедание отжимных рычагов механизма автоматической регулировки положения среднего диска; срез шипов ведущих дисков и др.

Внешними проявлениями нарушения работы сцепления являются рывки, шум, удары при переключении передач, рывки при трогании автомобиля с места, заметная вибрация в кабине, металлические стуки в сцеплении при работе двигателя на низких оборотах.

Основным дефектом узла сцепления по массовости и последствиям влияния на надежность как самого сцепления, так и целого ряда деталей, узлов силового агрегата и трансмиссии является изнашива-

ние сопрягаемых поверхностей пазов маховика — шипов ведущих дисков и неразрывно связанное с этим процессом радиальное смещение ведущих дисков относительно оси вращения.

Причина приведенного механизма изнашивания кроется в особенности самого узла сцепления. Поэтому даже изначально малое отклонение центрирования по поверхностям паз—шип вызывает прогрессирующий износ этих поверхностей, вследствие перераспределения нагрузок (рис. 2).

Нарушение центрирования среднего и нажимного дисков приводит к их радиальному смещению и, как следствие, образованию и непрерывному росту дисбаланса. Дисбаланс усиливает износные процессы и делает неопределенной центровку дисков, меняются контактирующие поверхности и схема передачи нагрузок. Ведущие диски, перемещаясь в ограниченном маховиком пространстве, разрушают механизмы автоматической регулировки, шипы дисков и пазы маховика. В завершающей стадии ведущие диски внутренним диаметром упираются на тарелку демпферных механизмов ведомых дисков, а затем ложатся наружной поверхностью на расточку маховика, при этом общее смещение дисков достигает 7 мм, а рассчитанный дисбаланс более 10 кг · см (рис. 3)

Очевидно, что такой значительный дисбаланс, образующийся в процессе эксплуатации, оказывает негативное воздействие на работоспособность целого ряда деталей и узлов силового агрегата, причем такое воздействие протекает скрыто и обращает на себя внимание лишь в случае явного нарушения работоспособности сцепления.

Смещаясь на значительную величину, средний и нажимной диски ложатся на демпферный механизм, нагружая дисбалансом шлицевую часть ступицы ведомого диска и первичного вала. Эти поверхности сильно изнашиваются вплоть до полного исчезновения шлицев (рис. 4).

Первичный вал, нагруженный нерасчетной нагрузкой, передает эту нагрузку на подшипник в хвостовике коленчатого вала и сам коленчатый вал, вызывая разрушение подшипника, а затем и посадочных поверхностей первичного вала и коленчатого вала в месте расположения подшипника.

После разрушения подшипника, вследствие отсутствия доступа к нему и диагностики, узел продолжает длительное время работать без фиксации передней опоры первичного вала. Вращение вала принимает прецессионный характер. Задний конец первичного вала в подшипниковом узле совершает сложные колебательные и вращательные движения, возникают ударные нагрузки, приводящие к перекосу первичного вала, повреждению торцев зубьев и подшипника первичного вала.

Сопрягаемые с первичным валом вторичный вал и синхронизатор 4—5 передачи, в свою очередь, изнашиваются. Зачастую это приводит к полному стиранию шлицев вторичного вала, каретки синхронизатора, изменению и разрушению посадки блокирующих пальцев, их изгибу.

Вследствие биения первичного вала происходит износ крышки заднего подшипника первичного вала по направляющей части при контакте с рычагами, вплоть до ее перерезания.

Дисбаланс от узла сцепления через маховик передается на коленчатый вал, создавая дополнительный изгибающий момент коленчатого вала в продольной плоскости, усиливает процесс крутильных колебаний коленчатого вала, что, безусловно, способствует возникновению дефектов, связанных с усталостными процессами такими, как поломка коленчатого вала, трещины по отверстиям под болты крепления маховика в хвостовике коленчатого вала.

Воздействие дисбаланса через опоры коленчатого вала на блок цилиндров и кронштейны крепления силового агрегата к автомобилю способствует повышенному износу сопрягаемых поверхностей, в первую очередь пятой коренной опоры и усталостным поломкам кронштейнов крепления, вызывает повышенную вибрацию двигателя. Вследствие чего, отмечается повышенное количество поломок коленчатого вала по заднему кривошипу, повышенный износ по коренной шейке и вкладышам, а также упорным полукольцам пятой коренной опоры. С этой целью разработаны предложения по модернизации при ремонте сцепления (рис. 5).

Предлагаемые способы ремонта непосредственно связаны с наплавкой металла. Был выбран способ наплавки в среде углекислого газа с применением проволоки ПАНЧ-11, также для наплавки можно использовать проволоку ПАНЧ-12. Данный способ наплавки наилучшим образом обеспечивает надежность ремонтируемых деталей, поскольку используется наплавленный слой нужного состава и высокого качества, обладающий наибольшей износостойкостью, а при ремонте достижимы минимальные затраты.

Способ ремонта ведущих дисков сцепления относительно маховика при ремонте силовых агрегатов включает разборку, дефектацию, сравнение полученных данных с допустимыми значениями. В процессе ремонта изношенную поверхность шипа

ведущего диска наплавляют в углекислом газе проволокой ПАНЧ-11, фрезеруют в размер $59{,}72_{-0{,}06}$ мм (рис. 6).

После обработки ведущий диск устанавливают на оправку и балансируют с точностью не ниже 30 см, высверливая на внешней поверхности диска отверстия глубиной не более 10 мм с равными расстоянием между центром. По опорным поверхностям ведущий диск входит в пазы маховика и центрируется по внутренней расточке маховика с зазором 0,2—0,3 мм на диаметр. Ремонт нажимного ведущего диска узла сцепления производится аналогично. Пример работы ведущих дисков после ремонта с созданием опорных поверхностей, при работе двигателя и передаче крутящего момента сопряжением шип—паз центрирование дисков обеспечивается и происходит благодаря опорным поверхностям, которые образованы на внешней поверхности ведущих дисков наплавкой. При этом внутренняя поверхность маховика, по которой осуществляется центрирование, не изнашивается. Это предотвращает смещение ведущих дисков, вызывающих образование дисбаланса, благодаря чему достигается повышение эксплуатационной надежности, обеспечение технического ресурса узла сцепления и выполняется задача — разработка простого и надежного способа ремонта ведущих дисков узла сцепления силовых агрегатов.

На участке ремонта сцепления подразделения завода ЗАО "Ремдизель" восстанавливаются также первичный вал и направляющая выжимного подшипника. Годовая потребность по ремонту сцепления 1080 ед. По данным ЗАО "Ремдизель", на ремонт сцепления применяют следующие нормы времени (таблица).

Трудоемкость операций по ремонту сцепления автомобиля КАМАЗ

Наименование операции	Трудоемкость, чел · мин
Ведомый диск в сборе (разборка)	61,7
Ведомый диск в сборе (сборка)	9,8
Нажимной диск (ремонт)	61,1
Средний диск (ремонт)	60,8
Упорное кольцо (шлифовка)	9,65
Нажимной диск с кожухом с сборе (разборка)	29,5
Нажимной диск с кожухом (сборка)	48,1
Итого	280,7

Трудоемкость ремонта одного сцепления составляет 280,7 чел · мин = 4,68 чел · ч. Трудоемкость мойки деталей принимаем 0,8 чел · ч, трудоемкость дефектовки деталей — 1 чел • ч. Общая трудоемкость с учетом этих работ $t = 6{,}48$ чел · ч.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Макушин А. А.** Фирменная система ремонта и обслуживания автомобилей КАМАЗ [Текст]. / Автомобильная промышленность. — М., 1986. № 8. С. 24—26.
2. **Азаматов Р. А., Дажин В. Г., Кулаков А. Т., Модин А. И.** Восстановление деталей автомобилей КАМАЗ [Текст] / Под ред. В. Г. Дажина. — Набережные Челны: КАМАЗ, 1994. 215 с.

ЧЕТРА в гостях у "Чебоксарского детского дома"

Сотрудники компании "ЧЕТРА-Промышленные машины" навестили воспитанников "Чебоксарского детского дома" — самую младшую группу ребят в возрасте от восьми до 11 лет.

Совместная творческая работа и игры, чаепитие и, конечно, подарки — маленькие копии настоящих самосвалов, гусеничных и колесных тракторов ЧЕТРА — все это надолго останется в памяти и детей, и взрослых.

В рамках подобных встреч дети не только развлекаются, но и получают новые знания, расширяют кругозор и, когда придет время, смогут определиться с профессией, возможно, кто-то из них захочет в будущем работать в отечественном машиностроении, считают сотрудники ЧЕТРЫ.

Прошедшая благотворительная акция — не первое мероприятие, которое проводит ЧЕТРА для детей из "Чебоксарского детского дома". В прошлом году компания организовала для них и воспитанников Березовского детского дома Свердловской области тематические экскурсии "по обмену". Тогда ребята посетили научно-технические музеи: юные уральцы ознакомились с экспонатами чебоксарского "Музея истории трактора", а ребята из Чувашии — "Железнодорожного музея" в Екатеринбурге.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

УДК 629.113.004.67

В. И. Карагодин, д-р техн. наук, **В. О. Малютин**, инж., МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТРУДОЕМКОСТИ РЕМОНТА ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ

Определение технического состояния автомобиля и его составных частей без разборки производится с помощью контроля (диагностирования), который является технологическим элементом ТО и ремонта. Полученные результаты диагностирования используют для управления производственными процессами в автосервисе.

Ключевые слова: *автомобили, амортизаторы, диагностические параметры, контрольно-диагностические операции, подвеска, работоспособность, тестер ходовой части, техническое диагностирование, трудоемкость.*

Система планово-предупредительного ремонта автомобилей, созданная первоначально как система нормативов, строго определяющих периодичность и объемы работ при техническом обслуживании (ТО) и ремонте, с развитием технического диагностирования стала более гибкой и предусматривает проведение с заданной периодичностью контрольно-диагностических работ и последующее выполнение технических воздействий по потребности, выявленной в результате диагностирования.

Диагностирование является технологическим элементом ТО и ремонта. Цель диагностирования, выполняемого при ТО, заключается в прогнозировании моментов возникновения неисправного состояния и выявлении действительной потребности в выполнении ремонтных операций.

Объектом исследования в проводимой работе был выбран автомобиль Сузуки "Гранд Витара", выпускаемый с 2005 г. Сбор информации о надежности деталей подвески автомобилей Сузуки "Гранд Витара" проводился на станции технического обслуживания ООО "СИМ-АВТО". Данное предприятие является официальным дилером фирмы "Сузуки", проводит гарантийное и постгарантийное обслуживание автомобилей, располагает необходимой эксплуатационной и ремонтной документацией, использует при ремонте автомобилей только оригинальные запасные части завода-изготовителя. В статье приводятся результаты, полученные для 36 автомобилей модификации L2N85 (с двигателем рабочим объемом 2,0 л и автоматической коробкой передач).

Сбор информации производился путем фиксации значений диагностических параметров, полученных при испытании автомобилей на тестере ходовой части. Принцип работы данного стенда основан на широко распространенном методе EUSAMA (*European Association Of Shock Absorber Manufacturer* — Европейская ассоциация производителей амортизаторов) и заключается в использовании вибрационных колебаний измерительной пластины с заданной частотой.

В процессе испытания автомобиля на стенде измеряется статический вес колеса, затем эксцентриковый привод сообщает площадке колебательное движение в вертикальной плоскости с амплитудой 6 мм и частотой от 23 Гц до 0. Возникающая при этом синусоидальная динамическая нагрузка на колесо измеряется электроникой и вводится в память модуля управления стендом. Полученная абсолютная величина минимальной нагрузки на колесо, отнесенная к статической нагрузке, и характеризует сцепляемость колеса с опорной поверхностью.

Тестер ходовой части выдает два важных параметра измерения.

1. Относительная величина сцепляемости с опорной поверхностью (%) служит для оценки безопасности автомобиля, связанной с демпфирующей способностью амортизаторов и всей ходовой части в целом, включая упругие элементы подвески, шины и т. д. Неподвижный автомобиль имеет относи-

тельную величину сцепляемости 100 %. В этом состоянии сила трения между шиной и дорогой максимальна, так как при этом на дорогу через шины действует полный вес автомобиля. При движении автомобиля по неровностям дорожного полотна возникают колебания кузова и неподрессоренных масс, что снижает весовую нагрузку, действующую на колесо и, как следствие, величину сцепляемости колеса с опорной поверхностью.

2. Резонансная частота (Гц) является показателем оценки "жесткости" ходовой части и позволяет судить, в первую очередь, о состоянии упругих элементов подвески. Для серийных автомобилей значение этого параметра находится в пределах от 13 до 18 Гц. Большая разница (> 20—30 %) резонансных частот, полученных при замерах на левой и правой сторонах автомобиля, свидетельствует, как правило, о неисправностях элементов подвески.

При приемке автомобиля в ремонт не ограничиваются указанными параметрами, так как они являются интегральными и характеризуют техническое состояние передней подвески в целом. Их используют в совокупности с частными диагностическими параметрами, которые независимо от других параметров характеризуют техническое состояние одного элемента. Например, потеки рабочей жидкости характеризуют техническое состояние амортизатора.

Для передней подвески частные диагностические параметры не имеют объективных критериев оценки и соответствующих средств измерений. Они, в лучшем случае, могут оцениваться по альтернативному признаку: да, нет.

Однако практика ремонта автомобилей на станциях технического обслуживания показывает, что частные диагностические параметры обычно получают количественную оценку, пусть даже субъективную, зависящую от квалификации и опыта мастера-приемщика.

Грубо говоря, на вопрос клиента: "Нужно менять или еще походит?" мастер-приемщик дает конкретный ответ, оценивая вероятность отказа составной части автомобиля в межконтрольный период. Это позволило нам ввести ряд частных диагностических параметров, даже рискуя получить упрек от коллег в необъективности оценки технического состояния передней подвески.

Выполненный нами анализ позволил сформировать априорный перечень факторов, в который включены:

X_1 — минимальная относительная величина сцепления с опорной поверхностью, определяемая как наименьшее измеренное значение для левого и правого колес, %;

X_2 — разность относительной величины сцепления с опорной поверхностью левого и правого колес, %;

X_3 — минимальная резонансная частота левого и правого колес, определяемая как наименьшее измеренное значение для левого и правого колес, Гц;

X_4 — разность резонансной частоты левого и правого колес, Гц;

X_5 — осевой люфт втулок стабилизатора, % от диаметра;

X_6 — радиальный люфт втулок стабилизатора, % от диаметра;

X_7 — разрушение сайлент-блоков, %;

X_8 — люфт шаровой опоры, %;

X_9 — масляное запотевание амортизатора, %.

Зависимость трудоемкости ремонта от факторов рассматривалась в виде полинома первой степени:

$$Y = b_0 + \sum_{p=1}^{p} b_p X_p, \qquad (1)$$

где b_0 — свободный член уравнения; b_p — коэффициенты при факторах.

Значения оценок коэффициентов регрессии определялись с помощью программы множественного корреляционного и регрессионного анализа. Проверка статистической значимости коэффициентов при факторах и коэффициентов множественной корреляции осуществлялась с использованием t-критерия Стьюдента. В качестве критерия оценки адекватности полученного уравнения регрессии опытным данным, использован критерий Фишера. Полнота учета совокупности факторов, определяющих изменчивость выходного параметра в уравнении регрессии, определялась с помощью коэффициента множественной детерминации.

При обработке исходных данных получена корреляционная матрица, отражающая взаимосвязи факторов между собой и с трудоемкостью ремонта (таблица).

Из данных таблицы следует, что наибольшее влияние на трудоемкость ремонта оказывают факторы X_8 — люфт шаровой опоры, X_7 — разрушение сайлент-блоков, X_2 — разность относительной величины сцепления с опорной поверхностью левого и правого колес и X_1 — минимальная относительная величина сцепления с опорной поверхностью. Последние два фактора тесно коррелированны между собой, что вызывает необходимость оставить для

Корреляционная матрица

Параметр	Y	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	X_8	X_9
Y	1									
X_1	–0,443	1								
X_2	0,432	–0,986	1							
X_3	–0,097	0,193	–0,214	1						
X_4	0,002	–0,010	0,050	–0,883	1					
X_5	0,225	–0,068	0,097	–0,316	0,285	1				
X_6	0,208	–0,110	0,139	–0,208	0,158	0,964	1			
X_7	0,470	–0,005	–0,046	–0,039	0,014	–0,154	–0,169	1		
X_8	0,583	0,039	–0,033	0,054	–0,057	0,335	0,287	–0,095	1	
X_9	0,152	0,039	–0,032	0,098	–0,086	–0,107	–0,117	–0,050	–0,054	1

дальнейшего исследования только один из них. Значение критерия Стьюдента для коэффициента при факторе X_2 составляет 1,486, а при факторе X_1 оно лишь 0,308, что свидетельствует о статистической незначимости данного коэффициента. Поэтому из дальнейших расчетов исключен фактор X_1.

По той же причине из пары тесно коррелированных факторов X_3 и X_4 исключен фактор X_3, а из пары факторов X_5 и X_6 исключен фактор X_5.

Далее была получена зависимость трудоемкости ремонта передней подвески от оставшихся шести факторов. Значение критерия Стьюдента для коэффициента при факторе X_4 составило 0,263, а для коэффициента при факторе X_5 — 1,289. Эти значения меньше табличных, что свидетельствует о статистической незначимости данных коэффициентов. Поэтому из дальнейших расчетов факторы X_4 и X_6 также были исключены.

После исключения факторов, коррелированных с другими факторами, и факторов, коэффициенты при которых статистически незначимы, было получено следующее уравнение регрессии:

$$Y = 0{,}342 + 0{,}121X_2 + 0{,}098X_7 + \\ + 0{,}130X_8 + 0{,}289X_9, \text{ чел.-ч.} \qquad (2)$$

Полученное уравнение адекватно опытным данным. Расчетное значение критерия Фишера составляет 69,34, а табличное значение при уровне значимости 0,95 составляет 2,42 [1]. Расчетное значение коэффициента множественной детерминации 0,900. Это значит, что изменение результирующего признака (трудоемкости ремонта) в уравнении регрессии на 90 % обусловлено влиянием учтенных факторов.

Уравнение (2) позволяет прогнозировать трудоемкость ремонта передней подвески по результатам ее диагностирования. Оно дает небольшую ошибку (в пределах 0,5 ч) при малых значениях трудоемкости, когда отсутствуют явно выраженные дефекты объекта диагностирования. При наличии дефектов получено хорошее совпадение расчетных и фактических трудоемкостей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Статистические методы** обработки эмпирических данных / ВНИИНМАШ. — М.: Изд-во стандартов, 1978. 232 с.
2. **Карагодин В. И., Бокарев Д. Р.** Эффективность системы автосервиса. — М.: ООО "Техполиграфцентр", 2009. 164 с.
3. **Малютин В. О., Карагодин. В. И.** Исследование взаимосвязи диагностических показателей с отказами передней подвески автомобилей // Материалы 71-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ. Секция Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта. — М.: МАДИ, 2013. С. 86—91.
4. **Карагодин В. И., Малютин В. О.** Исследование зависимости трудоемкости ремонта передней подвески легковых автомобилей Сузуки "Гранд Витара" от диагностических параметров // Проблемы создания информационных технологий. Сб. научных трудов / Под ред. Маньшина Г. Г. — М.: ООО "Техполиграфцентр", 2013. С. 82—84.

УДК 656.132.062.8

А. Е. Чебышев, **А. Е. Титов**, ОАО "НИИАТ"
E-mail: chizov_nik@mail.ru

КОНЦЕПЦИЯ ГОСУДАРСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ ДОПУСКА К ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ВОДИТЕЛЕЙ

Анализ существующего положения на дорогах показал, что при некотором снижении ДТП число погибших увеличилось.

Ключевые слова: *статистика, аварийность на транспорте, качество подготовки, профессиональный отбор, система подготовки.*

Тревожная статистика роста тяжести последствий ДТП характеризует актуальность общих проблем аварийности на транспорте, а сама аварийность стала очевидной грозой национальной безопасности России. По статистическим данным, 70—80 % ДТП происходит вследствие ошибок водителей. Это выражается в неправильных, преждевременных или запаздывающих действиях или вообще в их отсутствии при управлении транспортным средством в условиях быстро меняющейся дорожной обстановки, особенно в критических ситуациях.

Существенной составляющей роста ДТП на дорогах является низкая правовая культура водителей, неуважение к другим участникам дорожного движения, что выражается в сознательном несоблюдении ПДД, нездоровом духе соперничества, лихачестве и т. п.

Качество подготовки водителей — одна из ключевых задач решения проблемы безопасности движения — во многом обусловлено несовершенством действующего законодательства, межведомственной неразберихой, противоречиями, заложенными в нормативно-правовых документах в области образования и безопасности дорожного движения.

Эти обстоятельства объясняются следующими причинами:

- отсутствием профессионального отбора водителей на виды перевозок, связанных с повышенной опасностью;
- низкой квалификацией выпускников автошкол, объясняемой, в том числе, и коррупционной составляющей процесса получения водительских прав;
- широким привлечением к управлению автобусами и, особенно, микроавтобусами водителей из числа гастарбайтеров, плохо знающих городскую маршрутную сеть и вынужденных работать с нарушениями режима труда и отдыха;
- отказ от системы подготовки и повышения квалификации водительского состава, действующей в СССР и обладающей определенными достоинствами.

Начнем с последнего пункта.

Все водители подразделялись на "любителей" и "профессионалов". Программа подготовки последних отличалась большей насыщенностью и значительным временным "перевесом". Кроме существовавших категорий имелось три класса, регламентируемые квалификационными характеристиками, зависящими от производственного стажа, типа управляемых транспортных средств и успешности профессиональной деятельности. Повышение профессионального уровня путем продвижения "по классам" стимулировалось соответствующим увеличением заработной платы. Ежемесячная надбавка "за классность", например, в автобусных перевозках варьировалась в пределах 15—25 % к установленной тарифной ставке.

Некоторым недостатком системы являлась невозможность повышения классности внутри транспортной категории "В". Так, для получения 1-го

класса водитель должен был иметь категорию "Е" (управление автомобилем с прицепом), совершенно не нужную ему, например, при управлении легковым автомобилем.

Определенный положительный эффект приносили требования о проведении периодического повышения мастерства водительских кадров, как правило, в течение 3—5 дней с отрывом от работы.

Действующий в настоящее время в России Единый тарифно-квалификационный справочник работ и профессий рабочих, дифференцирующий водителей транспортных средств (в зависимости от габаритов и грузоподъемности последних) в пределах 3—7 разрядов, не находит практического применения в транспортной отрасли.

Анализ нормативно-правовой базы, регламентирующей допуск водителей транспортных средств к перевозочной деятельности, выявил ряд аспектов, указывающих на наличие очевидного дисбаланса, нивелирующего роль федерального органа исполнительной власти в области реализации государственной политики на транспорте — Министерства транспорта РФ — до уровня второстепенного участника процесса, лишь согласующего (и то не всегда) примерные программы подготовки, разрабатываемые Минобрсоцразвития России.

Трудовой Кодекс Российской Федерации (глава 51, ст. 328) формулирует:

"Работники, принимаемые на работу, непосредственно связанную с движением транспортных средств, должны пройти профессиональный отбор и профессиональную подготовку в порядке, установленном федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке государственной политики и нормативно-правовому регулированию в области транспорта".

Из данного положения трудового законодательства следует, что:

- все водители автомобилей разбиваются на два "лагеря": работающие по найму, т. е. вступающие в трудовые отношения с работодателями, на которых распространяется требование трудового законодательства, и остальные, на транспортную деятельность которых не распространяются нормы ТК РФ;
- водители автомобилей, работающие по найму, должны ставиться в один ряд с другими операторами, непосредственно связанными с движением транспортных средств (пилотами воздушных судов, машинистами поездов, судоводителями), и, следовательно, должны подвергаться другим образовательным и оценочным процедурам, нежели существующая профессиональная подготовка.

Таким образом, действующая система государственного управления подготовкой водителей транспортных средств содержит две формы допуска лиц к управлению транспортным средством — **допуск к подготовке к управлению транспортным средством** (по медицинским показаниям) **и допуск к участию в дорожном движении** (рис. 1).

Как видно из приведенной схемы, существенным становится функциональный разрыв между общими подходами и специальными требованиями трудового законодательства к лицам, непосредственно связанным с движением транспортных средств.

Рассмотрим систему, регулирующую взаимоотношения водителя и работодателя в Европейском Союзе, основные положения которой могут быть полезны и нам в качестве ориентира. Из схемы видно (рис. 2), что в странах ЕС по существу введена третья форма допуска — **допуск к профессии водителя автомобиля**.

Пройдя первичную подготовку в автошколе, претендент получает водительское удостоверение общего образца, так называемую "базовую квалификацию". В принципе этот этап идентичен российской системе подготовки водителей. Но для лиц, избравших профессию водителя, вводится вторая ступень образования, которая имеет свои модификации. Важно, что понятие "профессиональный водитель" (в отличие от российской системы, где такое определение в настоящее время юридически отсутствует) становится легитимным и подтверждается наличием сертификата профессиональной квалификации, требующего к тому же периодического подтверждения в виде процедуры повышения квалификации.

Очевидно, что водитель, осуществляющий профессиональную перевозочную деятельность, несущий большую ответственность за безопасность пассажиров и сохранность груза, значительно более интенсивно эксплуатирующий технику, выполняющий ряд специфических операций по управлению транспортным средством и т. д., должен обладать

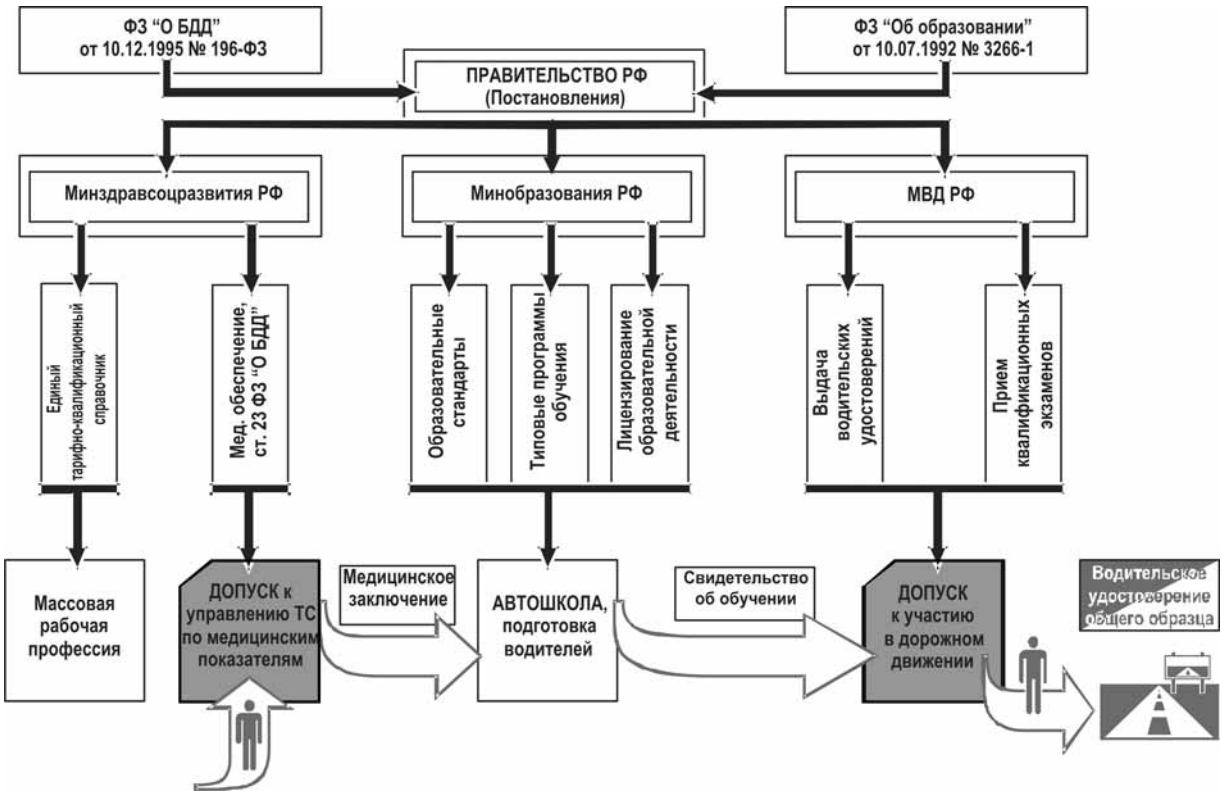

Рис. 1. Структура действующей системы государственного управления подготовкой водителей транспортных средств

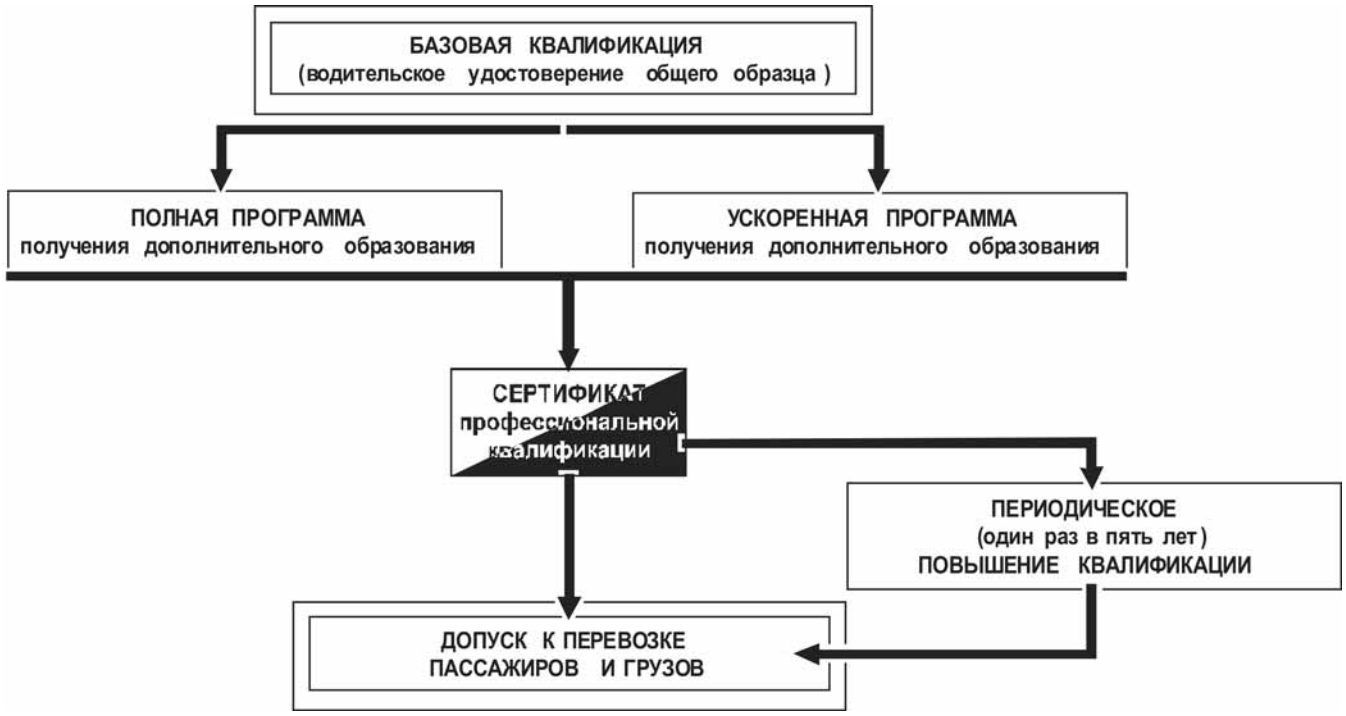

Рис.2. Структура системы допуска к профессии водителя в Евросоюзе (Правила ECN 3820/85, директива ЕС № 91/439/ЕЕС, директива ЕП и ЕС № 2003/59/ЕС)

более полным объемом знаний и умений, чем обычный водитель.

Вторая ступень обучения с выдачей сертификата профессиональной квалификации по существу определяет "право на профессию". Простая и рациональная градация водителей на профессионалов и непрофессионалов дает возможность оптимизации организационно-управляющих воздействий на разных ступенях их подготовки и переподготовки.

Однако в Российской Федерации такое решение в настоящий момент не осуществляется. Все водители автотранспортных средств в России условно распределены на три самостоятельные группы: первая — водители, использующие автомобиль исключительно в личных некоммерческих целях; вторая — водители, профессионально осуществляющие коммерческие перевозки в качестве индивидуальных предпринимателей (соответственно, не вступающие в трудовые отношения с работодателем); третья — водители, профессионально осуществляющие коммерческие перевозки на основе договора найма. Отметим, что дополнительные требования, содержащиеся в ст. 328 ТК РФ, распространяемы лишь на последнюю группу лиц, несмотря на то, что на деле и **индивидуальный предприниматель, и водитель, работающий по найму, выполняют одну и ту же трудовую функцию, осуществляют тождественные технологические операции и т. д**.

Система подготовки и переподготовки водителей, перевозящих опасные грузы, функционирует согласно регламентам соглашений, подписанных Россией в рамках ДОПОГ, и учитывает, по сути, европейский опыт.

Модель оптимального управления системой допуска водителей к профессиональной деятельности может быть представлена в следующем виде (рис. 3).

Основой предлагаемой модели является возврат к юридическому понятию "профессионального водителя". Однако при этом меняется и концептуальное содержание этого понятия. Это водитель, не только имеющий "право на управление" автомобилем, отнесенный ЕТКС к массовой рабочей профессии, а работник, выполняющий вид деятельности, непосредственно связанный с движением транспортных средств и относящийся **к специальным профессиям**. Это принципиальное положение,

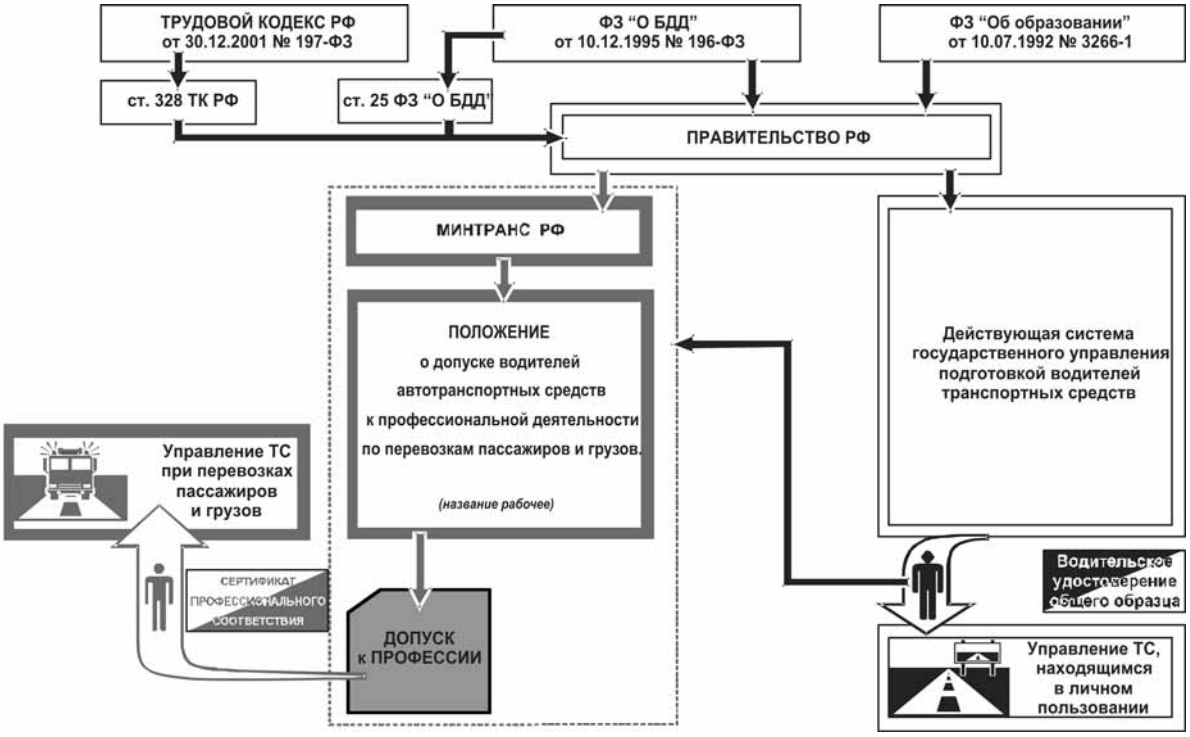

Рис. 3. Структура предлагаемого варианта системы государственного управления подготовкой водителей транспортных средств

без которого гармонизация с европейской транспортной системой невозможна.

Система допуска к профессии водителя транспортного средства становится двухступенчатой. При этом, действующая система остается без изменений, но превращается в первую ступень образования для водителей, принимаемых на работу.

Естественно, эта ступень также подлежит соответствующей модернизации и упорядочению в соответствии с разрабатываемым стандартом водителя, но в целом не подвергается радикальным структурным и функциональным преобразованиям. Следует отметить, что зона ответственности, функции и полномочия всех субъектов управления, от федеральных органов исполнительной власти до органов власти на местах, остаются неизменными. По существу, это главный принцип оптимизации управления на данном этапе, позволяющий, с одной стороны, минимизировать процесс реформирования и его последствия, а с другой стороны, обеспечить эволюционную постепенность диверсификации подходов к подготовке и переподготовке водительских кадров, максимально приближенную к европейской системе.

Вторая ступень представляет собой непосредственно систему допуска к профессии, определяемую Порядком о допуске водителей транспортных средств к профессиональной деятельности на автомобильном транспорте, который регламентирует:

- ранжирование водителей по видам и характеру перевозок;
- дифференциацию водителей по классификационным рангам;
- подтверждение профессиональной пригодности водителя в виде сертификата "профессионального соответствия".

Иначе говоря, пожелавший получить права на управление автомобилем, проходит первую ступень подготовки в зонах ответственности Минздравсоцразвития РФ, Минобранауки РФ и МВД РФ. Завершив эту подготовку, он получает допуск к участию в дорожном движении в виде водительского удостоверения общего образца. Если в дальнейшем данный водитель намеревается выполнять работу на коммерческой основе, то он должен пройти вторую ступень обучения в форме допуска к профессиональной деятельности.

Данная ступень, на наш взгляд, может быть отнесена к зоне ответственности, функциям и полномочиям Министерства транспорта РФ. Итоговым документом при этом является **"сертификат профессионального соответствия", без которого прием на работу произведен быть не может**.

Совершенно очевидно, что внедрение системы допуска к профессии связано с разработкой и внесением изменений и дополнений в действующие нормативно-правовые документы, регламентирующие движение транспортных средств.

К этим документам относятся Федеральный закон "О безопасности дорожного движения", Кодекс РФ об административных правонарушениях, Правила дорожного движения, Положение о Министерстве транспорта РФ и ряд других подзаконных актов.

Учитывая, что введение подобного допуска в России распространяется на значительное количество водителей, оно должно проводиться поэтапно, с выбором приоритетов между пассажирскими и грузовыми перевозчиками. На первом этапе получение профессиональных сертификатов, на наш взгляд, может носить заявительный характер.

Данное предложение достаточно легко "вписывается" в существующую систему управления в сфере обеспечения подготовки и повышения квалификации водителей транспортных средств, при котором все субъекты государственного управления (МВД РФ, Минобрнауки РФ и Минздравсоцразвития РФ) продолжают функционировать в рамках своих полномочий, при некотором расширении функций Минтранса РФ.

Отдельно следует дополнительно отметить, что, на наш взгляд, безопасность дорожного движения может быть повышена при возврате к существовавшему положению о выдаче непосредственно после обучения временных прав на управление автомобилем, которые заменяют на постоянные при отсутствии существенных нарушений водителем ПДД в течение 1—2 лет.

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Nikolaev Y. I., Hryniuk V. S., Harach V. A., Paplauski D. A.* Some design features of a promising family of multipurpose vehicles "MWTP".
The modern technical requirements for multi-purpose vehicles and some technical solutions implemented in their design at JSC "MWTP".
Keywords: multi-purpose vehicles, technical requirements, mobility, security, hydromechanical transmission, independent wheel suspension, frame-panel cabin

10 *Markov V. A., Devyanin S. N., Savastenko A. A.* Fuel Systems for Diesel Engine Running on Diesel Fuel and Rapeseed Oil Mixtures
Structures of fuel systems for diesel fuel and rapeseed oil mixtures injection are analyzed. Experimental tests of "D-242" and "D-245" diesel engines types operating on these two kinds of fuel mixtures are conducted.
Keywords: diesel engine, fuel system, diesel fuel, rapeseed oil, biofuel mixture

16 *Perchatkin Y. V.* About structure of the main technical and operational indicators of hook-on tractor transport
The system of technical and operational indicators of hook-on tractor transport as a part of indicators of appointment, safety, ergonomic indicators, indicators of reliability and others is offered. Applicability of system of indicators in the specifications and technical documentation in the field of hook-on tractor transport is recommended.
Keywords: tractor vehicles, tractor-trailers, technical and operational indicators

21 *Grebenuk V. V., Dunin A. B., Knyazkov G. D., Maksimov V. A.* Features of the question use new models of city buses
In the article the basic problem of exploitation of new models of buses and scheduled version of their solutions under the conditions of the bus transport enterprise.
Keywords: rolling stock, control and diagnostics, on-board diagnostic system

24 *Grebennikov A. S., Grebennikov S. A., Nikitin A. V., Petrov M. G., Fedorov D. V.* Concept car diagnostic elements dynamic method
A method is offered to define of an automobiles and engines condition, with estimation of tightness of the above-piston cylinder space and technical condition of feed and ignition systems, valve timing gear on parameters of the non-uniformity of the crankshaft speed under different engine operation conditions. Main characteristics are given of a new electric measuring device, purposed for the control and diagnostics of engines on the operating parameters. A method is offered for optimization of the engine cylinders operating on parameters of non-uniform crankshaft rotation speed within the range of individual cylinder strokes.
Keywords: concept, system implementation, transmission components, engine management system

27 *Zhanbirov J. G., Kenzhegulova S. B.* Optimization of operation planning and organization of trucks
The mechanism of management by road should be deliberately set in motion. To do this, we required a purposeful organization and management of the relevant processes by acting through the appropriate control.
Keywords: commercial vehicle fleet efficiency vehicles, environmental and economic aspects, profitability of the industry

29 *Ryabov I. M., Pozdeev A. V., Sokolov A. Y., Malinin N. N.* The effective area of pneumatic type and the method of determining its dependence from the vertical deformation
Article is devoted to the method of determining the dependence of effective area of pneumatic tire from its vertical deformation.
Keywords: pneumatic tire, effective area, vertical deformation, pressure, unsuspensorial vehicle, riding comfort of a car

34 *Gorobtsov A. S., Kartsov S. K., Polyakov Yu. A.* Determination of stiffness parameters of hull body mountings and silen-blocks of control arms independent coil spring suspensions of all-terrain car
With help of all-terrain car spatial model with independent suspensions were received rational stiffness of hull body mountings and silent-blocks of control arms independent suspensions taking into account large motions of solid bodies, exact kinematics of suspension elements and features of their setting on a car.
Keywords: independent coil spring suspension, spatial model of all-terrain car, stiffness of hull body mountings, stiffness of silent-blocks of control arms suspension

37 *Makushin A., Husnetdinov Sh., Shafeev D.* Repair and restoration of the flywheel and clutch mechanism of power units of trucks
In the given article the analysis of the types of wear and damage to the flywheel and clutch parts of the mechanism of power units of cars and provides practical advice on repair, reconstruction and modernization of the connection.
Keywords: flywheel, clutch, groove, tongue, disk leading, vibration, imbalance

40 *Karagodin V. I., Malutin V. O.* Prediction complexity of repair front suspension car Suzuki Grand Vitara in diagnosing
Determination of the technical condition of the vehicle and its component parts, with no disassembly is performed using control (diagstirovaniya), which is the technological element of maintenance and repair. The results obtained are used for the diagnosis of process control in the service station.
Keywords: cars, shock absorbers, diagnostic parameters of, control and diagnostic operations, suspension, performance, suspension tester, technical diagnostics, labor input

43 *Chebyshev A. E., Titov A. E.* Concept of the state of tolerance to professional work drivers of vehicles
Analysis of the current situation on the roads has shown that with some reduction in accidents (79623) increased the number of fatalities.
Keywords: statistics, accidents in transport, quality of training, professional selection, training system

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 03.04.2014. Подписано в печать 26.05.2014. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4