Грузовик с приложением

9
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:

2 *Возрождение* "Синей птицы"

Конструкция

6 *Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшин В. В.* Транспортное средство нового века

10 *Фурман В. В.* Система топливоподачи с электронным управлением для дизеля

Городской пассажирский наземный транспорт

15 *Зенченко В. А., Глотов А. Н.* Формирование режимов обслуживания газовых систем питания с электронным управлением в условиях отсутствия информации о надежности элементов системы

21 *Жималин А. В., Мороз С. М.* Обоснование целесообразности регулирования периодичности ТО по мере выработки ресурса колесных транспортных средств на коммерческих перевозках

Исследования. Расчет

24 *Драгунов Г. Д., Лоскутников И. А.* Определение условий и рациональных режимов использования раздаточной коробки

30 *Горобцов А. С., Лузгин С. В., Лычагов А. А.* Исследование стабилизации грузовых автомобилей, оборудованных корректирующими элементами, при прохождении маневра "переставка"

34 *Мамин Л. Р., Румянцев В. В.* Разработка методики сравнительной оценки потребительских свойств грузовых автомобилей с аналогами конкурентов

Эксплуатация. Ремонт

39 *Ременцов А. Н., Зенченко В. А., Фетисов П. Б.* Необходимость управления объемами запасных частей на автотранспортных предприятиях

41 *Кочуров А. А.* Влияние устройства сепараторов на электрические характеристики свинцового аккумулятора

Практика

43 *Жанбиров Ж. Г., Камбарова А. А.* Эффективность использования информационной системы обеспечения транспортных процессов

45 *Клепик Н. К., Нгуен Суан Хиен, Хоанг Ань.* Взаимосвязь между ценой, годом выпуска и пробегом автомобиля

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

ВОЗРОЖДЕНИЕ "СИНЕЙ ПТИЦЫ"

По сообщениям ООО "ЗИЛАвто Технология" АМО ЗИЛ начал работы по проекту модернизации пассажирской колесной амфибии комплекса "Синяя птица".

Комплекс поисково-эвакуационных машин (КПЭМ) "Синяя птица" был разработан в 1975—1980 гг. специалистами СКБ ЗИЛ для поиска и эвакуации из труднодоступных мест приземлившихся после орбитального полета космонавтов и спускаемых космических аппаратов (рис. 1).

Комплекс состоит из трех амфибий: пассажирской колесной амфибии ЗИЛ-49061, грузовой колесной амфибии ЗИЛ-4906, шнекороторного снегоболотохода ЗИЛ-29061.

Конструкции шасси пассажирской и грузовой колесных амфибий аналогичны. Все колесные амфибии ЗИЛ оснащены двумя гребными винтами и водяными рулями для работы на плаву. Амфибии ЗИЛ можно оперативно перевозить самолетами и вертолетами в заданный район.

Принципиальная компоновочная схема машин такова: кабина, за ней двигатель, а за ним — "рабочая" часть корпуса. У пассажирской амфибии здесь расположен салон (среди специалистов эту машину так кратко и называют — "салон"). Он изготовлен из стеклопластика. Салоны ЗИЛ-4961 и ЗИЛ-2961 рассчитаны для удобной перевозки людей, медиков, а потребуется — и носилок.

Грузовой отсек ЗИЛ-4960 оснащен двумя крановыми установками. На ее борту эвакуируют с мест приземления спускаемые космические аппараты (рис. 1 и 2) или перевозят шнекороторный снегоболотоход ЗИЛ-2961 — компактный вездеход-амфибию, который способен двигаться по воде, по глубокому снегу, на всех видах болот и по песку (рис. 3).

Рис. 1. ЗИЛ-4960 перевозит спускаемый космический аппарат

Рис. 2. Погрузка спускаемого аппарата на борт ЗИЛ-4960

Рис. 3. Шнекороторный снегоболотоход ЗИЛ-2961

Подобная техника незаменима как для нужд космонавтики, так и при проведении спасательных операций подразделениями МЧС России.

Колесные амфибии ЗИЛ до сих пор не имеют аналогов в мировом автомобилестроении. Девятиметровый корпус колесных амфибий ЗИЛ изготовлен из стеклопластика. Сварная алюминиевая рама вклеена внутри стеклопластикового корпуса. Благодаря этому снаряженная масса шестиколесной амфибии составляет около 8 т.

Колесная формула амфибий ЗИЛ — 6×6. Колеса не связаны между собой осями. Габаритная ширина не превышает 2,5 м, благодаря чему они могут двигаться по дорогам общего пользования в общем потоке. Амфибии имеют бортовую схему трансмиссии. Колеса каждого борта жестко связаны друг с другом. Конструкция раздаточной коробки позволяет амфибии двигаться как на колесах, так и на гребных винтах. Кроме того, раздаточная коробка обеспечивает режим совместной работы колес и гребных винтов. Это необходимо при входе или выходе амфибии из воды. Межбортовой дифференциал, размещенный в раздаточной коробке, можно блокировать, и при этом все шесть колес амфибии жестко связаны друг с другом и не могут буксовать по отдельности.

Специальные широкопрофильные бескамерные шины могут работать при давлении до 0,5 кг/см^2. При столь низком давлении пятно контакта с опорной поверхностью увеличивается, благодаря чему обеспечивается надежное сцепление колес с грунтом. Изменение давления воздуха в шинах обеспечивается с помощью централизованной системы регулирования давления в шинах. Независимая торсионная подвеска всех колес обеспечивает амфибиям ЗИЛ феноменальную плавность хода как на дорогах, так и вне дорог. Механизм рулевого управления задействует колеса не только передней, но и задней оси. Благодаря этому колесная амфибия ЗИЛ при внушительных габаритах отличается высокой маневренностью и способна выполнить разворот на ограниченном пространстве.

В 1991 г. вследствие отсутствия финансирования производство амфибий ЗИЛ было прекращено.

В период с 1981 по 1990 г. АМО ЗИЛ построил около 20 "Синих птиц", половина из которых, несмотря на солидный возраст, до сих пор эксплуатируется в подразделениях авиационно-космического поиска и спасения и встречает на земле международные космические экипажи.

Обновленные колесные и не только колесные амфибии ЗИЛ могут понадобиться для работы на новом космодроме "Восточный", в службах МЧС — при проведении спасательных работ при наводнениях, подобных тем, что произошли в прошлом году на Дальнем Востоке, а весной этого года —

Рис. 4. Вездеход ГАЗ-21

в Сибири, в геологоразведке, а в современной реальности — и в качестве транспорта для любителей охоты, рыбной ловли и экологического туризма.

Чтобы амфибии ЗИЛ соответствовали всем требованиям потенциальных заказчиков, АМО ЗИЛ начал комплекс работ по ее модернизации. Конструкторы подбирают эквивалентные замены для тех комплектующих, которые на сегодняшний день сняты с производства.

Так, планируется замена силового агрегата амфибии. Вместо бензинового двигателя мощностью 150 л. с. предлагается устанавливать четырехцилиндровый дизель максимальной мощностью 190 л. с., который позволит не только сократить расход топлива и увеличить запас хода, но и улучшить тяговые характеристики амфибии, что очень важно при движении по бездорожью.

"Синие птицы", или автомобили поисково-спасательного комплекса "490", стали последней крупной работой известного советского автомобильного конструктора В. А. Грачева.

Стихией Виталия Андреевича были сложные и необычные по конструкции машины. Он тонко чувствовал, какая автомобильная техника нужна прежде всего армии и всегда стремился работать в этой области, разрабатывая машины с более высокими параметрами, чем те, что были в техническом задании.

Для достижения своих целей — разработки вездеходов для экстремальных условий с запредельными показателями проходимости — он не боялся ис-

Рис. 5. Автомобили ЗИЛ-135Л (слева) и ЗИЛ-135ЛМ

пользовать "неавтомобильные" решения, не считался с авторитетами и устоявшимися понятиями.

Известный факт: в 1938 г. (!) его легковой трехосный автомобиль ГАЗ-21 (рис. 4) с двумя задними ведущими мостами был рекомендован к производству для нужд Красной Армии. Но тут В. А. Грачев находит конструктивное решение по изготовлению шарниров равных угловых скоростей для передних ведущих управляемых колес. Он просит руководство страны снять с производства ГАЗ-21 с тем, чтобы разработать и выпускать для армии двухосный полноприводный автомобиль.

Его доводы были убедительны, и вскоре началось производство автомобиля ГАЗ-61 с колесной формулой 2×2, а позже — ГАЗ-64, ставшего базой для строительства легких бронеавтомобилей и прообразом отечественных армейских джипов.

Любопытно: В. А. Грачев не любил дизели — тяжелые, создают большие крутильные колебания, с плохими пусковыми свойствами при низких температурах. Но в его время и бензиновые двигатели не всегда имели требуемую мощность. Это обстоятельство привело В. А. Грачева к идее использования двухмоторной бортовой бездифференциальной (с блокировкой по бортам) схемы с передними и задними управляемыми колесами. Эта находка определила направление развития подобной техники в стране на многие годы вперед. Ее надежность и высокая эффективность (проходимость увеличилась на 30 % в сравнении с традиционной мостовой схемой) были многократно подтверждены теорией и практикой.

По такой схеме был спроектирован восьмиколесный ЗИЛ-135 (рис. 5) — автомобиль сверхвысокой проходимости. По той же схеме были разработаны и "Синие птицы". Они легче и изящнее. А объясняется это необходимостью умещаться в самолетах и вертолетах.

Пусть долгое время и не строили "Синих птиц", но замены им нет. И их аналогов в мире тоже нет.

Рис. 6. Наводнение. Работает "салон" ЗИЛ-4961

Достаточно сказать, что две машины ЗИЛ-4906 были посланы в Германию во время охвативших ее наводнений летом 2002 г., где они очень эффективно использовались для эвакуации людей из районов затопления (рис. 6). В Европе не нашлось ничего подобного, что вызвало у немцев чувство восхищения и откровенной зависти.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Главный конструктор.** 100 лет со дня рождения Виталия Андреевича Грачева. Ответственный редактор Соловьев В. П. — М.: МГИУ, 2003. — 60 с.
2. **Прочко Е. И., Лаврентьев В. Б., Куперман Э. М.** Главный конструктор // Грузовик, 1999, № 11. С. 22—26.
3. **Прочко Е. И.** На острие технического прогресса // Спецтехника, 2003, № 2 (11) март-апрель. С. 48—45.
4. **Прочко Е. И.** Я войду в эту жизнь // Дороги России XXI века, 2006, № 3. С. 48—57.
5. **Челпанов И. Б., Кочетков А. В., Янковский Л. В.** Совершенствование методов проектирования специальных транспортных средств нефтяного хозяйства // Грузовик, 2013, № 11. С. 2—7.
6. **Нарбут А. Н.** Инженер Грачев // Грузовик, 2013, № 11. Приложение. С. 19—20.

С. Н. Педенко, главный редактор

УДК 629.1.07, 629.032

Ф. Ф. Пащенко, д-р техн. наук, проф., **Л. Е. Круковский**, канд. техн. наук,
В. В. Торшин, канд. техн. наук, Институт проблем управления им. В. В. Трапезникова РАН
E-mail: feodor@ipu.rssi.ru

ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО НОВОГО ВЕКА

В статье дается краткое описание нового способа перемещения и принципиальная конструкция вездехода. Способ заключается в генерировании знакопеременных гармонических сил, действующих в продольном по ходу движения направлении на колесные пары. При этом вдоль опорной поверхности последовательно, непрерывно и равномерно проходят в одну сторону волны движущих сил, заставляя транспортное средство сдвигаться в сторону, обратную движению волн. Скорость перемещения вездехода зависит от частоты колебаний гармонических сил.

Ключевые слова: *универсальный колесный вездеход, движущая волна, гармонические силы, колесные пары, частота колебаний, точки приложения сил, угол сдвига фаз.*

Изобретение колеса — это одно из величайших открытий в истории человечества, давшее мощный толчок в развитии техники. Именно колесо сыграло в формировании цивилизации огромную роль. Колесные транспортные средства (КТС) полностью изменили мир. Массовое использование КТС в автомобилях привело к широкому развитию структуры для движения, основу которой составляют дорожные магистрали. Однако за годы, прошедшие после начала воздушных перевозок, не появилось каких-то принципиально новых видов автомобильного транспорта.

Вся колесная техника имеет один общий серьезный недостаток: она не отвечает требованиям экологии. Как только колеса выходят за пределы твердого дорожного покрытия, они начинают оставлять неизгладимые следы на поверхности земли.

В последнее время вся вездеходная техника оценивается по комплексной системе показателей, включающей геометрические, физико-механические и экологические характеристики. Первые говорят о способности машины преодолевать неровности рельефа, вторые — передвигаться по слабым, неустойчивым или нетвердым грунтам. Наконец, большое внимание уделяется механическим воздействиям ходовых систем на поверхность.

При движении КТС на проселочных дорогах полях и лугах, лесных массивах они начинают буксовать, что приводит к серьезным, а иногда и необратимым изменениям почвы или растительного покрова, в особенности, когда они эксплуатируются в летней тундре и лесотундре. Все известные КТС не способны перемещаться по песку, воде или болоту без специальных приспособлений. Производители ищут новые решения, способные снизить давление на грунт, повысить проходимость, обеспечить надежность подвески. Желательно также, чтобы новая техника обрела дополнительные преимущества — плавучесть.

Авторы данной статьи разработали новый способ перемещения и универсальный колесный вездеход (УКВ) с волновым движением колес, основанный на этом способе, который во многом соответствует требованиям, предъявляемым к автомобилям с высокой проходимостью.

УКВ способен перемещаться в экстремальных условиях на грунтах со слабой несущей способностью, преодолевать болота, водные преграды. Кроме того, ему не требуется специальный механизм для передвижения по воде.

Предлагаемая система передвижения может быть применена, в частности, и на планетоходах.

Вездеход устроен следующим образом. Опорная поверхность выполнена в виде шести колесных пар 29, 26, 24, 22, 20 и 18 (рис. 1, *а*, *б*, *в*). Общее их число должно быть не менее четырех. Оси этих пар размещены на равном расстоянии L друг от друга. Колесные пары сочленены с нижними краями плоских

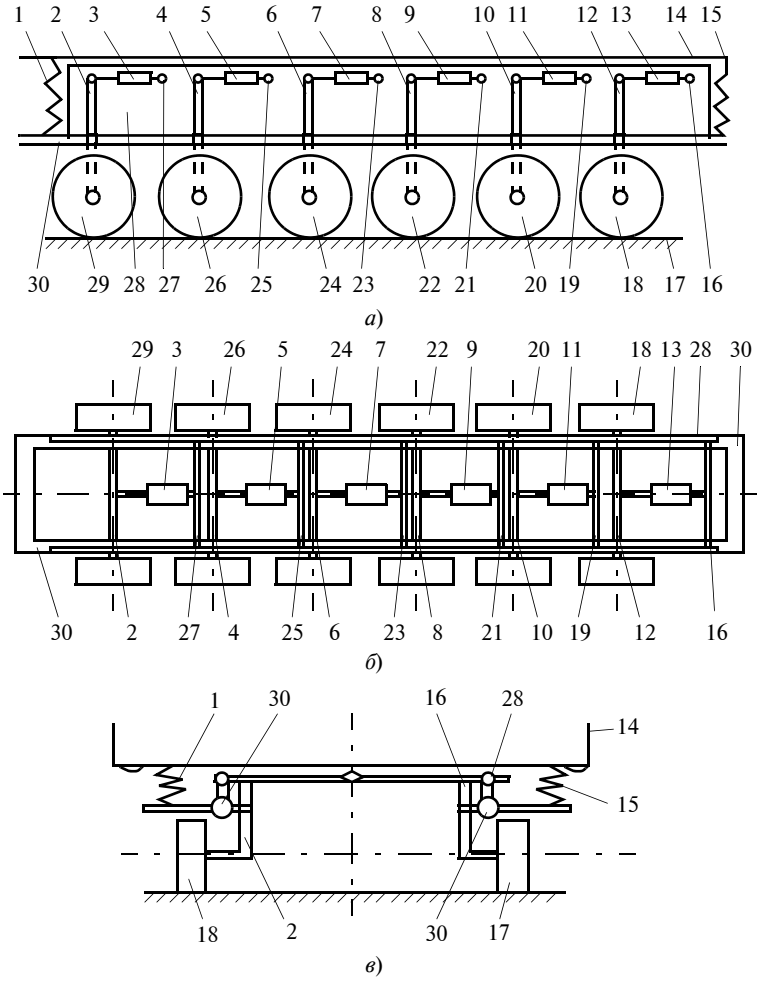


Рис. 1. Универсальный колесный вездеход:

а — вид сбоку; б — вид сверху; в — вид спереди; 1 — рессора; 2 — стойка; 3 — гидроцилиндр; 4 — стойка; 5 — гидроцилиндр; 6 — стойка; 7 — гидроцилиндр; 8 — стойка; 9 — гидроцилиндр; 10 — стойка; 11 — гидроцилиндр; 12 — стойка; 13 — гидроцилиндр; 14 — корпус вездехода; 15 — рессора; 16 — поперечный стержень; 17 — поверхность; 18 — колесная пара; 19 — поперечный стержень, 20 — колесная пара; 21 — поперечный стрежень; 22 — колесная пара; 23 — поперечный стержень; 24 — колесная пара; 25 — поперечный стержень; 26 — колесная пара; 27 — поперечный стержень; 28 — картер; 29 — колесная пара; 30 — продольная балка

вертикальных П-образных жестких стоек, соответственно 2, 4, 6, 8, 10 и 12. Эти стойки с помощью цилиндрических шарниров, делящих плоские стойки на два плеча, соединены с общими жесткими продольными балками 30, расположенными с двух сторон от стоек. Верхние поперечины стоек 2—12 через шарниры сочленены с приводом, обеспечивающим знакопеременное, возвратно-поступательное движение штоков. Корпус 14 подвижного объекта сочленен с продольными балками 30 с помощью рессор 1, 15. Передняя колесная пара снабжена рулем управления, с гибким промежуточным валом, (на рис. 1 не показан), поворачивающим ее ось. В качестве индивидуального привода использованы гидроцилиндры 3, 5, 7, 9, 11 и 13, расположенные по продольной оси вездехода вдоль его горизонтальной поверхности. При этом шток гидроцилиндра 3 сочленен со стойкой 2; шток цилиндра 5 сочленен со стойкой 4; шток цилиндра 7 сочленен со стойкой 6; шток цилиндра 9 сочленен со стойкой 8; шток цилиндра 11 сочленен со стойкой 10; шток цилиндра 13 сочленен со стойкой 12. Штоки гидроцилиндров приводятся в возвратно-поступательное движение от гидронасоса через золотники и гидроусилители с системой управления (на рис. 1 не показаны). Торцевые стороны (основания) гидроцилиндров шарнирно сочленены с поперечными стержнями соответственно 27, 25, 23, 21, 19 и 16. Концы стержней сочленены с картером 28. Последний жестко соединен с продольными балками 30. Вездеход перемещается по поверхности 17.

Перемещение колесных пар будет происходить благодаря постоянно генерируемым гидроцилиндрами волн гармонических сил, направленных в продольном по ходу движения направлении. При этом ход x_i поршней (рис. 2, *а*) должен подчиняться закону:

$$x_i = X_m \sin(\omega t - \varphi_i),$$

где X_m — амплитуда движения поршней; $\omega = 2\pi f$ — угловая частота колебаний; f — частота колебаний; t — время; φ_i — угол сдвига по фазе поршней равен согласно формуле:

$$\varphi_i = 180^\circ L(1 - i)/\tau,$$

где $L = \tau/n$; $\tau = V/2f$ — полюсное деление, т. е. расстояние между двумя колесными парами, угол сдвига φ_i сил которых составляет 180; i — порядковый номер колесной пары, отсчитываемый по ходу движения волны; n — число колесных пар; V — заданная скорость движения волн движущих сил. Для данной системы с шестью парами колес $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = -60^\circ$, $\varphi_3 = -120^\circ$, $\varphi_4 = -180^\circ$, $\varphi_5 = -240^\circ$, $\varphi_6 = -300^\circ$, т. е. с отставанием для каждой последующей пары на 60°, как это показано на рис. 2, *а*, где каждый график обозначен номером, соответствующим тому или иному поршню.

Рассмотрим этот процесс детально.

Возвратно-поступательные синусоидальные движения поршней передаются на соответствующие ко-

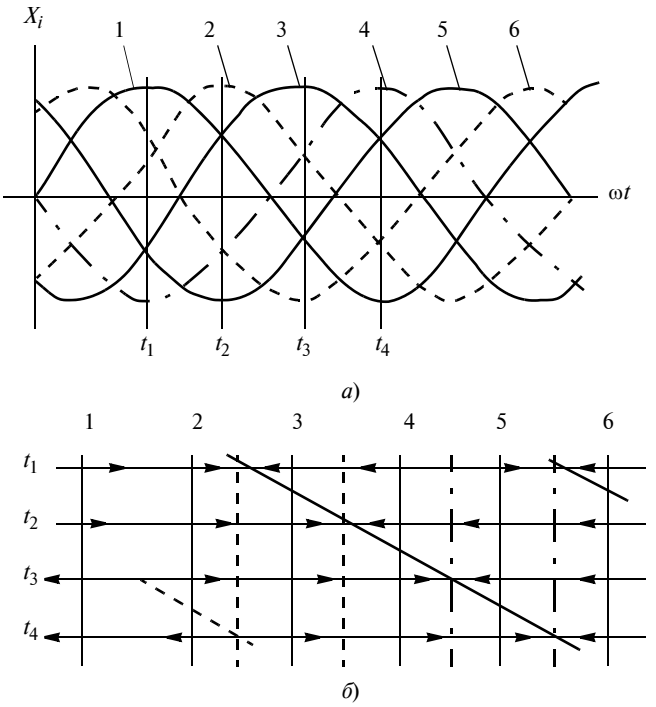


Рис. 2. Универсальный колесный вездеход:

а — графики движения поршней X_i; *б* — направление сил и соответственно движение колес каждой пары в тот или иной момент времени, согласно рис. 2, *а*
1 — движение первого цилиндра; 2 — движение второго цилиндра; 3 — движение третьего цилиндра; 4 — движение четвертого цилиндра; 5 — движение пятого цилиндра; 6 — движение шестого цилиндра

лесные пары. Примем, что положительная полуволна синусоид на рис. 2, *а* соответствует движению штоков, направленному вправо, а нижняя полуволна соответствует перемещению штоков, направленному влево. На рис. 2, *б,* показано направление сил и соответственно движение колес каждой пары в тот или иной момент времени, согласно рис. 2, *а*. Как можно видеть по рис. 2, *б,* сумма встречных сил и сумма противоположных сил в зависимости от времени перемещается слева направо (косые линии на рис. 2, *б*). Если рассмотреть весь процесс воздействия сил на колесные пары во времени, то можно заметить, что вдоль опорной поверхности будут непрерывно, последовательно и равномерно перемещаться в одну сторону силовые волны. Эти волны приводят ТС в движение в сторону, обратную движению волн. Скорость перемещения УКВ: $V = 2f\tau$. Регулирование скорости производится путем изменения частоты колебаний.

На рис. 3 представлена принципиальная конструкция УВ с четырьмя колесными парами. При этом общая механическая схема совпадает с рис. 1.

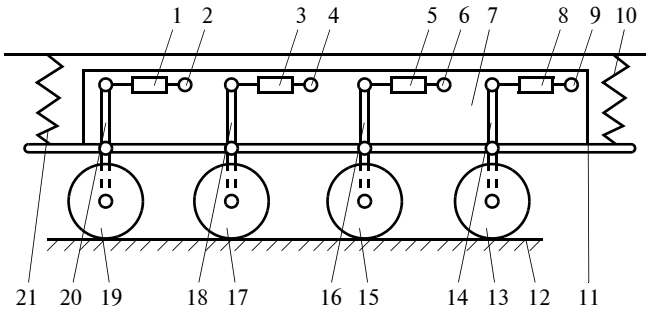


Рис. 3. Принципиальная конструкция УВ с четырьмя колесными парами:

1 — гидроцилиндр; *2* — поперечный стержень; *3* — гидроцилиндр; *4* — продольный стержень; *5* — гидроцилиндр; 6 — поперечный стержень; *7* — картер; *8* — гидроцилиндр; *9* — поперечный стержень; *10* — рессора; *11* — продольная балка; *12* — поверхность; *13* — колесная пара; *14* — стойка; *15* — колесная пара; *16* — стойка; *17* — колесная пара; *18* — стойка; *19* — колесная пара; *20* — стойка; *21* — рессора

Для системы с четырьмя парами колес угол сдвига сил, действующих на оси, равен $\varphi_1 = 0°$, $\varphi_2 = -90°$, $\varphi_3 = -180°$, $\varphi_4 = -270°$, т. е. отставание каждой последующей пары происходит на 90°. Взаимодействие с несущей поверхностью будет происходить так же, как и шестиколесного варианта.

Представленное транспортное средство обеспечивает сцепление с дорогой не хуже, чем гусеничная машина. В то же время, несмотря на наличие колес, следы от них будут заметно слабее. УКВ не буксует, поскольку постоянное место сцепления перемещается. Вдобавок к этому в машине могут быть использованы и шины сверхнизкого давления.

Представленный универсальный вездеход способен перемещаться по любому бездорожью, не вязнув в грязи. Более того, такой вездеход сможет преодолевать болота и водные пространства, если он обладает некоторой плавучестью, поскольку колесные пары как бы подгребают под себя опорную среду. УКВ допускает изменение направления движения без реверсирования силовой установки. Движущиеся волны обращают колесные пары в обратную сторону за счет изменения угла сдвига фаз пар гармонических сил, сдвинутых между собой на 180°, на противоположный угол.

Дополнительными достоинствами данного универсального вездехода являются: повышение тяговой силы механизма перемещения; увеличение КПД привода; повышение надежности; упрощение кинематической схемы передачи движения от двигателя к колесным парам; возможность обеспечения торможения за счет режима противовключения.

Высокой проходимости способствует также большой дорожный просвет.

По принципу действия физическим аналогом данного способа движения является процесс, происходящий в линейном асинхронном электродвигателе (ЛАД) при перемещении вторичного тела под влиянием знакопеременного магнитного поля. Между принципом действия ЛАД и предлагаемым транспортным средством имеется полное физическое подобие.

Аналогично будет работать и четырехосный вездеход.

В качестве примера применения рассмотрим УКВ с шестью колесными парами, для которого требуется получить скорость движения $V = 50$ км/ч (14 м/с). Полюсное деление, т. е. расстояние между осями колесных пар, сдвиг по фазе между которыми составляет 180°, принимаем равным $\tau = 3{,}5$ м. Из формулы:

$$V = 2f\tau$$

получаем, что частота возвратно-колебательных гармонических сил, прикладываемых к опорным точкам, должна равняться $f = 2$ Гц, что соответствует частоте перемещения штоков в цилиндрах. Среднее расстоянием $L_{ср}$ между осями колесных пар определяется из соотношения:

$$L_{ср} = \tau/m = 3{,}5/3 = 1{,}166,$$

где $m = 3$ — число фаз или число колесных пар системы.

Суммарная длина между осями крайних колесных пар составит:

$$L_{\Sigma} = \tau \cdot 1{,}5 = 5{,}25 \text{ м}.$$

При этом диаметр колес будет находиться в пределах 350—500 мм.

Для внедрения описанного УКВ необходимо разработать систему управления цилиндрами. Для планетоходов должен быть подобран механический преобразователь вращательного движения в возвратно-поступательное, выполняющий те же функции, что гидропривод.

Внедрение данной конструкции сулит широкие перспективы использования УКВ в дорожном движении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Патент на изобретение: № 2425774 РФ,** МПК B62D57/028 (2006.01) "Способ образования волн движущих сил в колесном транспортном средстве и универсальный колесный вездеход его реализующий" (текст), Пащенко Ф. Ф., Торшин В. В., Круковский Л. Е., заявитель и патентообладатель ИПУ РАН РФ. — 2010106985, заявл. 01.06.10., опубл. 10.08.11, Бюл. № 22 — 6 с., 8 илл.
2. **Патент на изобретение № 2397097 РФ,** "Способ образования движущей волны для перемещения транспортного средства", опубл. 20.08.10. Бюл. № 23. — 4 с., 4 илл.
3. **Ганзбург Л. Б., Вейц В. Л.** "История техники", учебное пособие, СПб,СЗПИ, 1998 г. — 182 с.
4. **Шихирин В. Н.** Торовые технологии — основа эластичной механики. Статья из сборника материалов 1-й Международной научно-практической конференции "Торовые технологии", 30 июня—2 июля 2004 года, Иркутский Государственный технический университет, пленарный доклад. С. 22—48.
5. **Поп В. Е.** Vehicle for Use on Land, in Water, on Ice and in Snow. Патент США 3,814,046 от 4 июня 1974 (приоритет 27 сент. 1972).
6. **Сосновский Е. Л., Сидоренко В. П., Елоев А. Х.** Движитель транспортного средства Сосновского Е. Л. А. с. СССР № 701858, приоритет 01.09.77., опубл. 15.12.79. Бюл. № 45.
7. **Шихирин В. Н.** Эластичные машины и механизмы будущего. Сумма технологий, № 3, 2000. С. 52—53.
8. **ШихиринВ. Н.** Эластичная механика. Основа машин и механизмов будущего. Электроника: наука, технология, бизнес, № 5, 2001. С. 10—14.
9. **Вездеходы на шинах сверхнизкого давления для Арктической кругосветной экспедиции** "Полярное кольцо", http://www.ec-arctic.ru/index_rus.html, 2005.
10. **Агейкин Я. С.** Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. "Машиностроение", Москва, 1972.
11. **Армадеров Р. Г., Бочаров Н. Ф., Филюшкин А. В.** Движители транспортных средств высокой проходимости. "Транспорт", Москва 1972.
12. **Шальнев О. В., Шихирин В. Н., Котляренко В. И.** Мягкие транспортные движители. Статья из настоящего сборника материалов 2-й Международной научно-практической конференции "Торовые технологии", 21—24 сентября 2005 года, Иркутский Государственный технический университет.
13. **Шишкин В. В.** Движитель транспортного средства. А.С.СССР № 1483816, 17.10.86.

УДК 621.436

В. В. Фурман, канд. техн. наук, проектно-производственное предприятие "Дизельавтоматика", г. Саратов

СИСТЕМА ТОПЛИВОПОДАЧИ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ДЛЯ ДИЗЕЛЯ

Описана электронная система автоматического управления топливоподачей промышленного дизеля. Представлены результаты расчетных исследований системы топливоподачи с электронным управлением.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, система управления топливоподачей, дозирующий клапан*

Работа транспортных дизелей в эксплуатационных условиях характеризуется частыми и резкими изменениями скоростных и нагрузочных режимов [1, 2]. В частности, частая смена режимов характерна для двигателей промышленного транспорта, например, маневровых тепловозов. Но и в двигателях магистральных тепловозов наблюдаются постоянные с интервалом 1—6 мин изменения режимов, даже при движении поезда по сравнительно несложному участку пути [3]. Такая смена режимов работы дизельных двигателей тепловозов приводит к ухудшению качества их рабочих процессов. Это обусловлено тем, что современные дизели представляют собой комбинированную установку, в состав которой входят несколько разнородных систем, взаимодействующих между собой в процессе работы.

Это системы топливоподачи, воздухоснабжения, охлаждения и др. При создании такой комбинированной установки индивидуальные характеристики перечисленных систем удается согласовать лишь на каком-то одном режиме (чаще номинальном). На других режимах эта согласованность нарушается, что приводит к ухудшению качества рабочих процессов дизеля и, как следствие, к снижению его экономических и экологических показателей.

Обеспечить такую поднастройку характеристик систем дизеля в процессе работы при смене режимов и изменении условий эксплуатации возможно с использованием различных систем автоматического регулирования и управления (САР и САУ). Ряд проведенных исследований показывают, что внедрение микропроцессорных САР и САУ позволяет существенно улучшить показатели топливной экономичности и токсичности ОГ [4, 5, 6]. В частности, замена штатного гидромеханического регулятора частоты вращения электронным регулятором, воздействующим на дозирующую рейку топливного насоса высокого давления (ТНВД), позволяет снизить эксплуатационный расход топлива на 8—12 % вследствие снижения неравномерности частоты вращения.

Еще большую эффективность по топливной экономичности удается получить при установке на дизельные двигатели систем электронного управления впрыскиванием топлива, что объясняется возможностью более точного дозирования топлива, установки оптимальных углов опережения впрыскивания топлива (УОВТ) в зависимости от частоты вращения и нагрузки, снижения минимально устойчивой частоты вращения дизеля.

Это было подтверждено при испытаниях системы электронного управления топливоподачей тепловозного дизеля типа Д50, разработанной производственно-промышленным предприятием ООО "ППП Дизельавтоматика" (г. Саратов). Эта электронная система управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01 включает насосную секцию топливного насоса высокого давления (ТНВД) с плунжером *3* (рис. 1), приводимым от кулачка кулачкового вала ТНВД [7]. При движении плунжера вверх топливо вытесняется в надплунжерную полость *12*, в которой установлен клапан *6*. При нахождении клапана *6* в крайнем левом положении надплунжерная полость *12* сообщена с линией *5* низкого давления ТНВД. Электронно-управляемый клапан *6* соединен с якорем *10*

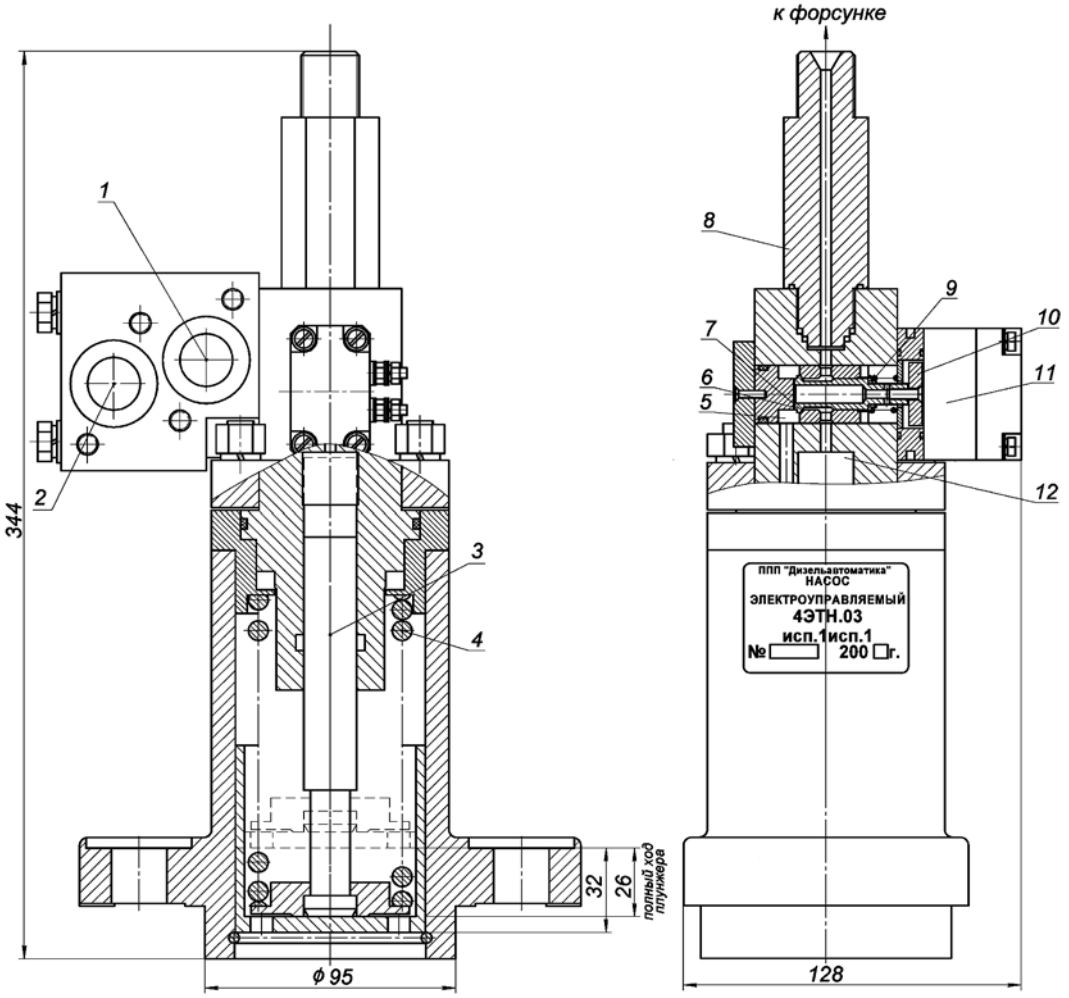


Рис. 1. Конструктивная схема топливного насоса высокого давления с электромагнитным клапаном управления подачей топлива:

1 — подвод топлива; *2* — отвод топлива; *3* — плунжер; *4* — пружина плунжера; *5* — линия низкого давления ТНВД; *6* — клапан; *7* — кромка клапана; 8 — штуцер ТНВД; 9 — возвратная пружина; *10* — якорь; *11* — электромагнит; *12* — надплунжерная полость

электромагнита *11*. В требуемый момент времени на электромагнит *11* подается управляющий сигнал от электронного блока управления САУ, и якорь *10* притягивается к электромагниту. При этом клапан *6* смещается вправо и своей кромкой *7* разобщает надплунжерную полость *12* с линией *5* низкого давления ТНВД. Далее топливо под высоким давлением вытесняется в штуцер *8* ТНВД. Использование клапана *6* для регулирования фаз начала и окончания подачи топлива позволяет гибко управлять процессом топливоподачи. В частности, при этом появляется возможность реализации сложных законов регулирования УОВТ в соответствии с изменениями скоростного и нагрузочного режимов работы.

Предложенная схема ТНВД использована при создании опытной электронной системы управления топливоподачей для дизелей типа Д50 (6 ЧН 31,8/33) производства ОАО "Пензадизельмаш" (Пензенский дизельный завод). Это среднеоборотный дизель мощностью N_e = 730—880 кВт (1000—1200 л. с.) для транспортных дизель-генераторных установок. Дизель типа Д50 оснащен неразделенной камерой сгорания в поршне типа Гессельман диаметром $d_{кс}$ = 256 мм и в нем реализуется объемное смесеобразование.

В дизеле Д50 используется топливная аппаратура (ТА) разделенного типа, содержащая ТНВД, топливопроводы высокого давления и форсунки. Насосная секция ТНВД базового дизеля выполнена с плунжерами диаметром $d_{пл}$ = 20 мм и полный ход $h_{пл}$ = 26 мм. В базовой системе топливоподачи ТНВД топливопроводами высокого давления соединен с

форсунками. Длина нагнетательного топливопровода равна L = 1650 мм, его внутренний диаметр — $d_{вн}$ = 3,5 мм. В исследуемой системе топливоподачи применены многосопловые закрытые форсунки (рис. 2). Распылитель форсунки выполнен с числом распыливающих отверстий $i_р$ = 9 диаметром $d_р$ = = 0,38 мм. Угол конуса иглы форсунки равен $\gamma_и$ = = 60°, ее ход — $h_и$ = 0,45 ± 0,05 мм, давление топлива в начале подъема иглы форсунки — $p_{фо}$ = 27,5 МПа.

Для определения зависимости времени открытия дозирующего клапана и геометрической продолжительности подачи от частоты вращения кулачкового вала ТНВД и требуемой массовой цикловой подаче топлива были проведены моделирование и численные эксперименты с использованием программного комплекса "Впрыск", разработанного профессором Л. В. Греховым в МГТУ им. Н. Э. Баумана [4]. Примеры полученных расчетных величин

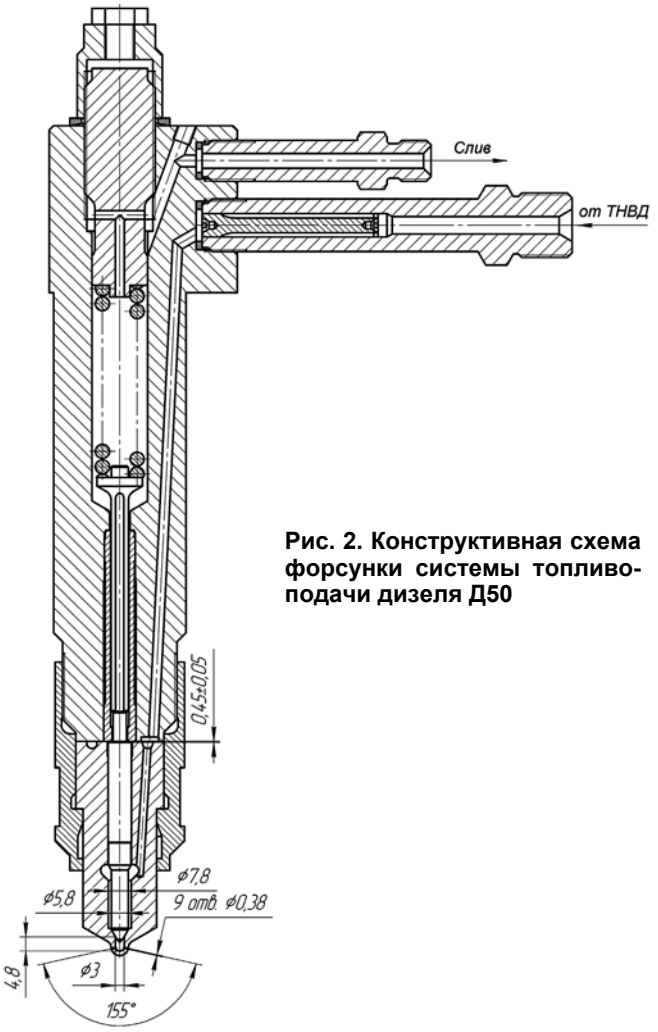


Рис. 2. Конструктивная схема форсунки системы топливоподачи дизеля Д50

Рис. 3. Закон движения затвора клапана и график скорости плунжера от угла поворота вала ТНВД:

a — закон движения затвора клапана ($H_{кл}$); *b* — скорость плунжера ($W_{пл-ра}$)

Рис. 4. Диаграмма изменения давления впрыскивания топлива по углу поворота кулачкового вала:

a — штатная система топливоподачи без электронного управления, *b* — электронная система ЭСУВТ.01

закона движения затвора клапана, графика скорости плунжера от угла поворота вала ТНВД и диаграмм изменения давления впрыскивания топлива по углу поворота кулачкового вала представлены на рис. 3 и 4 [8].

По результатам проведенных расчетных исследований получены зависимости времени открытия дозирующего клапана и геометрической продолжительности подачи от частоты вращения кулачкового вала ТНВД и требуемой массовой цикловой подачи топлива, представленные в таблице, на рис. 5 и на рис. 6. Эти данные свидетельствуют о том, что продолжительность открытия дозирующего клапана изменяется с изменение частоты вращения кулачкового вала ТНВД и требуемой массовой цикловой подачи от τ = 1,40 мс при $n_{тн}$ = 375 мин$^{-1}$ и $g_ц$ = 0,15 г до τ = 11,38 мс при $n_{тн}$ = 150 мин$^{-1}$ и $g_ц$ = 1,5 г.

Зависимость времени открытия дозирующего клапана и геометрической продолжительности подачи от частоты вращения кулачкового вала ТНВД и требуемой массовой цикловой подачи топлива

Параметры топливоподачи	Массовая цикловая подача топлива, г				
	0,15	0,50	0,85	1,20	1,50
$n_{ТН}$ = 150 мин$^{-1}$ (по двигателю n = 300 мин$^{-1}$)					
Время открытия клапана τ, мс	2,71	5,20	7,43	9,61	11,38
Продолжительность подачи φ, град. поворота кулачкового вала	2,44	4,68	6,69	8,65	10,24
$n_{ТН}$ = 285 мин$^{-1}$ (по двигателю n = 570 мин$^{-1}$)					
Время открытия клапана τ, мс	1,68	3,42	5,10	6,61	7,85
Продолжительность подачи φ, град. поворота кулачкового вала	2,88	5,85	8,72	11,30	13,42
$n_{ТН}$=375 мин$^{-1}$ (по двигателю n = 750 мин$^{-1}$)					
Время открытия клапана τ, мс	1,40	2,90	4,41	5,74	6,79
Продолжительность подачи φ, град. поворота кулачкового вала	3,16	6,53	9,92	12,91	15,28

В соответствии с принятой схемой в ООО "ППП Дизельавтоматика" (г. Саратов) изготовлены опытные секции ТНВД с электроуправляемыми клапанами с системой управления ЭСУВТ.01. Результаты испытаний этой системы управления приведены в работе [7]. Они подтвердили работоспособность электронной системы управления топливоподачей ЭСУВТ.01. Отмечено, что САУ дизеля Д50 с системой управления ЭСУВТ.01 имела лучшие статические и динамические качества и позволяла целенаправленно управлять УОВТ, что существенно улучшало показатели топливной экономичности и токсичности ОГ (в первую очередь — по выбросам оксидов азота NO_x и монооксида углерода CO).

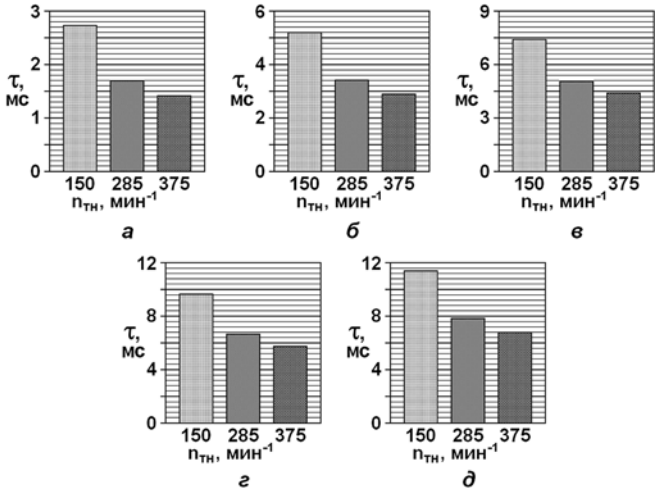


Рис. 5. Зависимость продолжительности открытия дозирующего клапана τ от частоты вращения кулачкового вала ТНВД $n_{ТН}$ при различных требуемых массовых цикловых подачах топлива:

а — $g_Ц$ = 0,15 г; *б* — $g_Ц$ = 0,50 г; *в* — $g_Ц$ = 0,85 г; *г* — $g_Ц$ = 1,2 г; *д* — $g_Ц$ = 1,5 г

Результаты стендовых испытаний электронной системы ЭСУВТ.01 на дизель-генераторе 1-ПДГ4Д, где ранее был установлен электронный регулятор частоты вращения ЭРЧМ30Т4-01, показали что:

— установка оптимальных УОВТ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала дизеля позволила снизить удельный расход топлива на 1,7—14,4 % на всех позициях контроллера;

— снижение минимально устойчивой частоты вращения дизеля до n = 240 мин$^{-1}$ на нулевой пози-

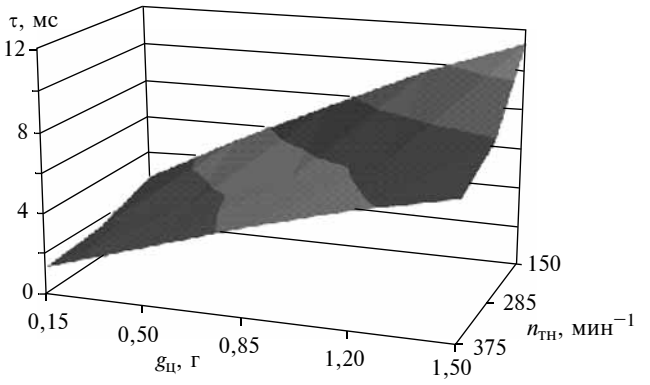


Рис. 6. Зависимость продолжительности открытия дозирующего клапана τ от частоты вращения кулачкового вала ТНВД $n_{ТН}$ и требуемой массовой цикловой подачи топлива $g_Ц$

ции контроллера позволило снизить часовой расход топлива на 34,3 %, не ухудшая при этом показателей токсичности ОГ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели внутреннего сгорания.** Тепловозные дизели и газотурбинные установки: Учебник для вузов / А. Э. Симсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др. М.: Транспорт, 1980. 384 с.
2. **Коссов Е. Е., Шапран Е. Н., Фурман В. В.** Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов. Луганск: Изд-во Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, 2006. 280 с.
3. **Патрахальцев Н. Н.** Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания. М.: изд-во Российского университета дружбы народов, 2009. 380 с.
4. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. Второе издание. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. 344 с.
5. **Луков Н. М.** Автоматические системы управления и регулирования тепловозов: Учебное пособие для вузов. М.: Изд-во МИИТ, 1983. 144 с.
6. **Пинский Ф. И., Давтян Р. И., Черняк Б. Я.** Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2001. 136 с.
7. **Марков В. А., Фурман В. В., Миронов В. А.** Экспериментальные исследования электронной системы управления топливоподачей тепловозного дизеля // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 1. С. 38—48.
8. **Расчетные** исследования электронной системы управления топливоподачей дизеля / Л. В. Грехов, В. А. Марков, В. С. Акимов и др. // Грузовик. 2012. № 11. С. 21—27.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2014 год

Подписавшись в издательстве, Вы:

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

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

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

Факс: 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

УДК 629.33.063.2.083

В. А. Зенченко, канд. техн. наук, проф., **А. Н. Глотов**, аспирант, МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ФОРМИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ОБСЛУЖИВАНИЯ ГАЗОВЫХ СИСТЕМ ПИТАНИЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ В УСЛОВИЯХ ОТСУТСТВИЯ ИНФОРМАЦИИ О НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ

В последнее десятилетие наблюдается интенсивный рост автотранспортных средств, использующих газовое топливо, ежегодное увеличение которых на протяжении последнего десятилетия наблюдается как в отечественной, так и в мировой практике.

Ключевые слова: *автотранспортные средства, газовое топливо, экологическая ситуация, инфраструктура, потребление газа, окружающая среда, снижение вредного влияния.*

Тенденция увеличения автотранспортных средств (в динамике с учетом прогноза), использующих газовое топливо (рис. 1), обусловлена возросшими требованиями к АТС по снижению затрат на их эксплуатацию и ужесточению экологических норм к токсичности отработавших газов (ОГ), поскольку по сравнению с традиционными топливами ГСН менее токсичен [16]. Использование его позволяет улучшить экологическую ситуацию, что очень важно особенно для крупных городов.

По данным производителей ГСН [14, 15] объем производства к 2015 г. превысит его потребление на 1 млн т/г. В связи с этим правительством РФ намечен ряд мер по стимулированию потребления ГСН как альтернативного вида моторного топлива, предполагающих увеличение производства газобаллонных автомобилей (ГБА) в заводском исполнении. При этом уже в настоящее время доля потребления газа в качестве автомобильного топлива в РФ составляет 2 % и по прогнозам [4, 10, 11] будет расти.

Исторически в РФ широкое распространение переоборудование бензиновых автомобилей в газобаллонные получило еще в конце 80-х годов XX века. В основном увеличение парка ГБА происходило путем переоборудования серийных бензиновых автомобилей, и в первую очередь легковых (75 %, рис. 2).

В настоящее время в РФ, так же как и в других странах, наблюдается рост парка ГБА, работающего на ГСН, его инфраструктуры и такая тенденция, по всей видимости, сохранится и в будущем.

При этом наиболее интенсивно вопросом продвижения на рынок АТС, работающих на ГСН, с 2010 г. занимается компания "Группа ГАЗ", производящая газобаллонные автомобили "Газель-биз-

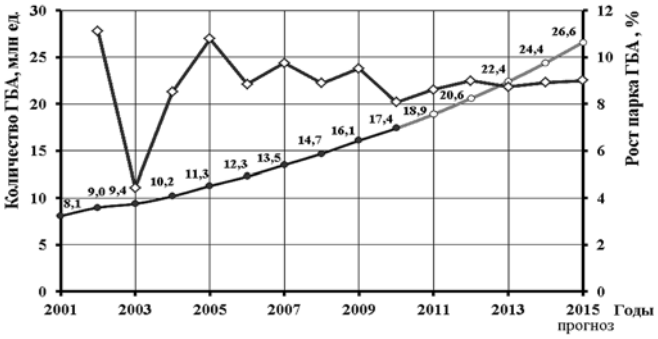


Рис. 1 Динамика мирового развития парка газобаллонных автомобилей, работающих на ГСН

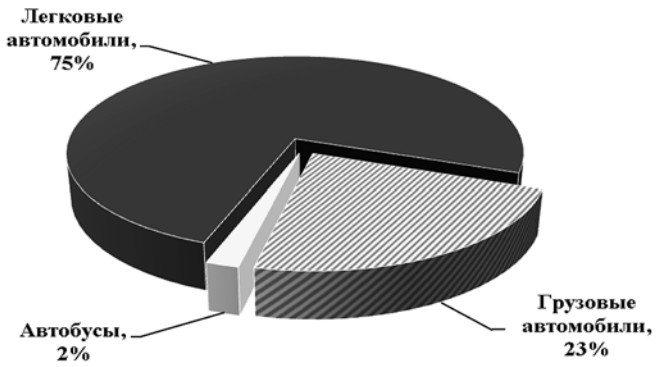


Рис. 2. Структура парка ГБА, работающих на ГСН, %

нес" [8, 12]. Одновременно для обеспечения парка ГБА в последние годы вводятся в строй передвижные автомобильные газонаполнительные станции (АГНС). Следовательно, можно сделать вывод о том, что парк ГБА, работающих на ГСН, в РФ имеет тенденцию к росту, объемы потребления ГСН увеличиваются, сеть АГНС развивается. С целью улучшения экологической ситуации в ряде областей и городов РФ действуют и внедряются программы по использованию ГСН на автомобильном транспорте (АТ). Например в Москве, перевод бензиновых автомобилей на ГСН осуществляется в соответствии с программой "Снижение вредного влияния АТ на окружающую среду в г. Москве" [9] и постановлениями Правительства [6, 7]. Очевидно, что в дальнейшем, при благоприятной экономической конъюнктуре, темп роста парка ГБА ГСН в России сохранится.

В то же время для поддержания парка ГБА в технически исправном состоянии и повышения его экологической безопасности АТП необходима соответствующая нормативно-техническая документация (НТД), определяющая режимы, технологию ТО и ремонта, методы диагностирования и поиска неисправностей, рекомендации по обеспечению минимальной токсичности ОГ, оборудование и инструмент и др. В настоящее время в полном объеме такая документация не разработана и не внедрена, что приводит в реальной действительности к значительным затратам на ТО и ремонт и снижению уровня работоспособности и прибыльности АТС. Необходимость решения данного вопроса связана с тем, что при переоборудовании серийных автомобилей в России используют ГСП различных конструкций, отличающихся сложностью, надежностью, экологическими характеристиками, нормативными значениями режимов обслуживания, технологиями ТО и ремонта, применяемым оборудованием.

На практике в РФ используются конструкции ГСП четырех поколений [1, 13—15], а именно: механические системы с пневматическим управлением (первое поколение); механические системы с пневматическим управлением, дополненные электронным дозатором газа и блоком управления ГСП (второе поколение); системы распределённого одновременного и полупоследовательного впрыска газа с механическими форсунками (третье поколение); системы распределенного последовательного впрыска газа с электромагнитными форсунками, управляемые более совершенным ЭБУ, способным взаимодействовать со штатными диагностическими системами OBD, OBD-2 и EOBD (четвертое поколение). Кроме того, на мировом рынке началось продвижение систем с непосредственным впрыском газа в камеру сгорания (системы пятого поколения).

Уровень затрат на поддержание работоспособности и уровень надежности в эксплуатации автомобилей, определяющий работоспособность АТС, оснащенных новыми типами ГСП с ЭСУД (четвертого и пятого поколений), в значительной мере зависит от степени обоснованности используемых нормативов технического обслуживания и ремонта. Вместе с тем, как отмечалось выше, нормативно-техническая документация (НТД) по эксплуатации, режимам и технологиям обслуживания газобаллонных автомобилей (ГБА), оснащенных ГСП с ЭСУД, разработанная для ранних типов и конструкций ГСП, не соответствует сегодняшнему уровню их развития.

В связи с этим, в условиях интенсивного совершенствования конструкций автотранспортных средств и их элементов важным фактором повышения эффективности технической эксплуатации является сокращение сроков разработки научно обоснованных нормативов и их оперативное корректирование с учетом конкретных условий эксплуатации. Это имеет прямое отношение и к формированию научно обоснованных режимов технического обслуживания (ТО) отмеченных систем. Их отсутствие приводит к снижению эксплуатационной надежности и значительным затратам на поддержание АТС в исправном состоянии и, соответственно, к потерям транспортной работы. Острота данного вопроса встала на повестку для после вступления в силу Закона о техническом регулировании, отменившим "Положение о ТО и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта", регламентировавшего режимы ТО и ремонта АТС. При этом необходимо учитывать то обстоятельство, что рекомендации за-

водов-производителей АТС и их элементов не всегда соответствуют специфике эксплуатации автомобилей, оснащенных ГСП с ЭСУД, особенно на начальном (гарантийном) периоде эксплуатации. Поэтому руководителям автотранспортных предприятий и частным владельцам АТС приходится принимать режимы обслуживания, исходя из собственного опыта, что не всегда (или как правило) является рациональным решением.

В связи с изложенным, необходимость проведения исследований, направленных на разработку методов формирования и корректировки режимов обслуживания ГСП с ЭСУД (особенно последних поколений) на стадиях их освоения, постоянной модернизации и последующей эксплуатации автомобилей, не вызывает сомнения и обусловливает их актуальность.

При этом необходимо учитывать то обстоятельство, что в реальной действительности, в процессе решения поставленной задачи для новых систем ГСП с ЭСУД, на начальной стадии их эксплуатации возникают трудности с получением достоверной информации о надежности элементов, что исключает возможность использования ранее разработанных и успешно апробированных методов и методик, поскольку их применение требует проведения длительных эксплуатационных наблюдений, что не всегда (и как правило) возможно (в том числе и использование методик, обеспечивающих формирование рациональных режимов обслуживания элементов автотранспортных средств новых моделей на начальной стадии их освоения в условиях ограниченной информации о надежности систем [2, 3]).

При формировании режимов обслуживания необходимо учитывать такую особенность, как экономическую нецелесообразность проведения контроля технического состояния и обслуживания элементов рассматриваемых систем (ГСП с ЭСУД последних поколений), когда их техническое состояние на начальном периоде эксплуатации выше среднего. При накоплении же пробегов АТС и естественного износа элементов (и их старения) может возникать объективная необходимость в ужесточении режимов обслуживания, вызывающих более частое обращение внимания на контроль технического состояния, обслуживание и предупредительный ремонт с целью обеспечения рационального уровня работоспособности АТС и минимизации как затрат на поддержание заданного уровня надежности, так и потерь в транспортной работе.

Вышеотмеченные требования, особенности и ограничения, связанные со сложностью (или невозможностью) применения существующих методов и методик формирования рациональных (или оптимальных) режимов обслуживания новых типов ГСП с ЭСУД в условиях отсутствия информации о закономерностях (функциях) распределения наработок на отказы, вызывают целесообразность использования для рассматриваемой задачи специальных прикладных методов оптимизации, базирующихся на применении ***мини-максных*** принципов определения стратегий обслуживания. Такие стратегии предполагают минимизацию возможного максимального ущерба (с получением оптимальных значений показателя функционирования системы для наихудших вариантов характеристик ее надежности) при определении и назначении моментов контроля технического состояния и, при необходимости, восстановления работоспособности элементов на любом пробеге заданного интервала эксплуатации системы.

Таким образом задача в выборе оптимальной стратегии сводится к определению таких моментов времени $(L_1, L_2, ..., L_k) < L_n$ проведения контроля технического состояния (проверок), при которых минимизировалось бы математическое ожидание S полных затрат от отказов и от самого контроля.

Математическое ожидание величины общих затрат и потерь согласно [5], в данной ситуации может быть отражено в виде:

$$S = \sum_{k=0}^{\infty} \int_{L_k}^{L_{k+1}} [S_{\text{п}}(k+1) + S_0(L_{k+1} - L]dF(L), \quad (1)$$

где $k = (\overline{1, n})$ — порядковый номер контроля технического состояния и обслуживания ГСП (номер проверки); L_k — наработка на момент проведения k-й проверки (контроля технического состояния и обслуживания) ГСП; $S_{\text{п}}$ — затраты на проверку (контроль технического состояния ГСП); S_0 — затраты на устранение отказа ГСП и потери АТС транспортной работы по причине потери его работоспособности и снижения уровня безопасности в эксплуатации; $F(L)$ — вероятность возникновения отказа элемента на L-м пробеге АТС.

При неизвестных законах распределения наработок элементов на отказы и, соответственно, значений $F(L)$, равных значениям вероятностей возникновения отказов элементов на момент проведения k-й проверки $F(L_k)$, применение **мини-максного** подхода предусматривает выбор в качестве вероятности $F(L)$ наиболее неблагоприятное с точки зрения затрат распределение, в качестве которого выступает равномерное на интервале $[0, L_{\text{зад}}]$.

В связи с этим выражение (1) принимает вид:

$$S = \sum_{k=0}^{\infty} \int_{L_k}^{L_{k+1}} [S_п(k+1) + S_0(L_{k+1} - L] \frac{dL}{dL_{зад}}. \quad (2)$$

В данном выражении величина общих затрат и потерь (S) моделируется для каждого элемента рассматриваемой системы ГСП с ЭСУД, с последующей ее минимизацией и формированием однородных кластеров множества (S) в сечениях выявленных моментов проверок (контроля технического состояния элементов), что в конечном итоге позлит сформировать оптимальные режимы контроля и обслуживания ГСП с учетом интенсивности эксплуатации АТС и изменения (и, соответственно, старения) для них накопленных пробегов.

Вместе с тем необходимо учитывать, что в процессе проведения контроля технического состояния элементов ГСП на величины $S_п$ (затраты на контроль технического состояния ГСП) и S_0 (затраты на устранение отказов и потери транспортной работы АТС) оказывают влияние:

- уровень квалификации персонала (K);
- уровень оснащенности диагностическим и технологическим оборудованием для производства обслуживания и ремонта ГСП (U);
- затраты на устранение отказов ГСП ($C_{ЗО}$);
- потери транспортной работы АТС вследствие невозможности выполнения транспортной работы АТС и снижения уровня их безопасности в эксплуатации ($П_0$);
- дисконт d (т. е. норма приведения разновременных затрат с учетом фактора времени t, инфляционных ожиданий i и ставки r рефинансирования ЦБ РФ), влияющий, в свою очередь, на $C_{ЗО}$, $П_0$, S_0 и $S_п$, т. е.

$$S_п = f(K; U), \quad (3)$$

$$S_0 = f(K; C_{ЗО}; П_0; d). \quad (4)$$

При этом величина дисконта d выступает в качестве функционала

$$d = f(t; i; r), \quad (5)$$

где t — срок службы диагностического и технологичного оборудования, используемого для обслуживания элементов ГСП; i — инфляционные ожидания; r — ставка рефинансирования ЦБ.

Между тем уровень оснащенности диагностическим и технологическим оборудованием для производства обслуживания и ремонта ГСП (U) зависит от производительности, информативности, технического совершенства и, соответственно, стоимости диагностического оборудования ($C_{Поб}$), используемого при проверке технического состояния элементов ГСП:

$$U = f(C_{Поб}). \quad (6)$$

В свою очередь, величина затрат на восстановление работоспособности ГСП ($C_{ЗО}$) также определяется уровнем оснащенности диагностическим и технологическим оборудованием (U):

$$C_{ЗО} = f(U). \quad (7)$$

В то же время потери $П_0$ транспортной работы АТС, возникающие вследствие отказа ГСП, приводящего к невозможности выполнения транспортной работы АТС и, в ряде случаев, к снижению уровня их безопасности в эксплуатации, зависят от уровня значимости α отказов и их последствий для клиентуры (потери времени, потери транспортной работы, снижение безопасности эксплуатации ГСП):

$$П_0 = f(\alpha), \quad (8)$$

Решение уравнения (2) относительно L_k после несложных преобразований позволяет определить моменты проведения проверок (контроля технического состояния), выраженные через накопленные значения наработок элементов ГСП. То есть для значения пробега АТС на k-й контроль (проверку) технического состояния можно записать:

$$L_k = \frac{kL_{зад}}{n} + k(n-k)\frac{S_п}{2(S_0/P_п)}, \; k = (\overline{1, n}), \quad (9)$$

где n — число проверок (контроль технического состояния элемента ГСП) за срок его службы; k — порядковый номер проверки технического состояния ГСП; $P_П$ — вероятность обнаружения отказа при проверке технического состояния элементов ГСП.

При этом в процессе формирования последовательности проверок (контроля технического состояния L_k) с учетом роста накопленных пробегов и возможного снижения уровня надежности элементов ГСП с ЭСУД должно выполняться условие:

$$n(n-1) \leqslant \frac{2L_{зад}(S_0/P_п)}{S_п}. \quad (10)$$

В выражении (10) n выбирается как наибольшее целое число, после чего уже окончательно формируется

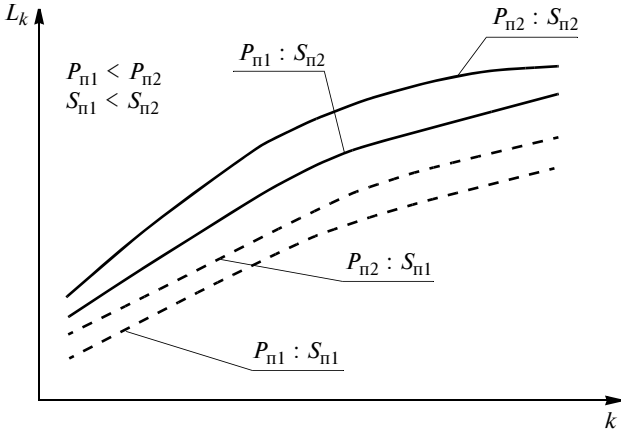


Рис. 3. Характер изменения накопленных значений наработок L_k на случай контроля (проверок) технического состояния

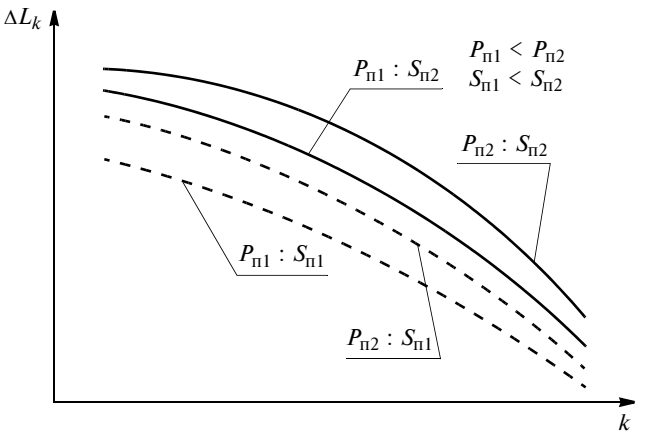


Рис. 5. Изменение периодичности контроля технического состояния ΔL_k в зависимости от порядкового номера k проверки ГСП

массив пробегов (L_k), т. е. $L_1 < L_2 < ... < L_k < ... L_n$, характеризующий накопленные значения наработок на случай контроля (проверок) технического состояния согласно выражению (9).

На рис. 3—5 в общем виде представлен характер изменения:

- накопленных значений наработок L_k на случай контроля (проверок) технического состояния как функция $L_k = f(k)$;
- периодичности ΔL_k контроля технического состояния элементов ГСП в зависимости от накопленных значений наработок L_k на случай контроля;
- периодичности ΔL_k в зависимости от порядкового номера k проверки технического состояния ГСП.

Отмеченные в качестве примера графические зависимости принципиально отражают прогнозное

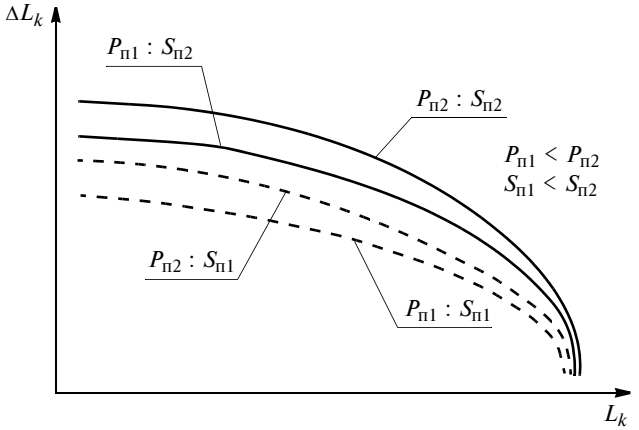


Рис. 4. Изменение периодичности контроля технического состояния ΔL_k элементов в зависимости от накопленных значений наработок L_k на момент контроля состояния ГСП

изменение рассматриваемых характеристик L_k, ΔL_k при различных вероятностях обнаружения отказов $P_{\Pi i}$ (определяемых точностью постановки диагноза о техническом состоянии на основе использования соответствующего оборудования, т. е. уровнем оснащенности и технологий U) и различных затратах $S_{\Pi i}$ на контроль технического состояния ГСП (определяемых квалификацией как персонала K, так и уровнем оснащенности U одновременно).

При этом для периодичности ΔL_k можно записать:

$$\Delta L_k = L_k - L_{k-1}, \qquad (11)$$

Проведенные теоретические исследования в рамках представленных подходов и принципов позволяют целенаправленно подойти к формированию гибких режимов обслуживания элементов ГСП, обеспечивающих учет роста накопленных пробегов АТС, их старения, квалификации персонала, используемых технологий и оборудования, производительности автомобилей и, соответственно, уровня доходности перевозок, состояния экономики (выражаемой через инфляционные ожидания и ставки рефинансирования) и других показателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Банковский А.** Обзор российского рынка впрысковых газотопливных систем четвертого поколения для инжекторных автомобилей // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. — 2006. — № 5. — С. 45—49.

2. **Зенченко В. А., Григорьев М. В.** Режимы обслуживания электронных систем управления двигателем. "Автотранспортное предприятие". № 8, 2004, 16—22 с.
3. **Зенченко В. А.** Методика формирования рациональных режимов обслуживания элементов автотранспортных средств новых моделей на начальной стадии их освоения. Вестник Московского автомобильно-дорожного института (Государственного технического университета). Выпуск 7, Москва 2006. С. 15—22.
4. **Ким А. А., Коротков М. В.** ОАО "Газпром газэнергосеть": стратегия развития региональных газомоторных рынков // Транспорт на альтернативном топливе. — 2011. №1. С. 40—43.
5. **Кубарев А. И.** Надежность в машиностроении. М.: Издательство стандартов, 1989. — 224 с.
6. **Постановление Правительства Москвы № 170** "О городской целевой программе использования альтернативных видов моторного топлива". Принят 12 марта 2002 г.
7. **Постановление Правительства Москвы от 24 апреля 2007 г. №290-ПП** "О расширении применения диметилового эфира и других альтернативных видов моторного топлива". www.mos.ru
8. **Приходько М.** План Б. // За рулем. 2011. № 6. С. 208—209.
9. **Проблемы и методы обеспечения экологической безопасности автотранспортного комплекса Московского региона.** Под общ. редакцией Кузнецова Е. С. и Маршалкина Г. И. Учебное пособие МАДИ (ГТУ). М., 1998. 147 с.
10. **Рынок газомоторного топлива России:** перспективы развития // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2011. № 1. С. 40—61.
11. **Сосницкий В.** Сжиженный углеводородный газ — альтернативное моторное топливо // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2009. № 2. С. 21—22.
12. **Фролов А.** России требуется альтернативное моторное топливо // Российская газета. — 2011. — № 5448 (72) от 06.04.2011.
13. **Яжиньски Г.** Четыре поколения газового оборудования автомобилей фирмы "ELPIGAZ" // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. — 2003. — № 6. — С. 25—27.
14. **Automotive liquefied petroleum gas — technical reference paper.** Bas Hollemans, Tim Dean. The world LPG Association, 2nd edition, June 1996.
15. **Clearing the Air**, A Technical Guide on Autogas. Emissions, Test Methods, Standards and Technology. World LP Gas Association's Global Autogas Industry Network (GAIN), 2002, 61 p.
16. **LPG exceptional energy** / International Systems and communications limited // September 2009 / worldlpgas.com

Семинар по робототехнике

На "КАМАЗе" (входит в состав ГК "Ростех") состоялся семинар по робототехнике с участием приглашенных специалистов из итальянской компании *Comau*.

Главная задача семинаров по робототехнике — раскрытие потенциала применения роботов и выбор оптимальных вариантов с учетом специфики каждого подразделения, входящего в камазовскую технологическую цепочку. В числе участников семинара — директора заводов, главные инженеры и главные технологи, специалисты "КАМАЗа" и ряда его дочерних обществ, а также представители Набережночелнинского института Казанского (Приволжского) Федерального Университета. Среди представителей от Comau — вице-президент "Комау Азия" Франко Дерегибус и генеральный директор ООО "Комау Руссия" Владимир Штинов.

В рамках широкомасштабной программы реинжиниринга на "КАМАЗе" ранее уже проводились встречи с представителями таких известных производителей робототехники, как *Kuka* (Германия), *ABB* (Швейцария-Швеция), *Fanuc* (Япония). *Comau*, располагая 40-летним опытом выпуска производственных систем, является признанным мировым лидером в сфере устойчивой автоматизации и сервисных решений с упором на перспективное развитие.

Жидкий металл, многотонный пресс, вредные пары — именно там, где существует опасность для здоровья человека, оправдано применение робототехники. На "КАМАЗе" определено 11 направлений, начиная с процессов литья, горячей и холодной штамповки и заканчивая операциями упаковки, где самыми перспективными работниками могут стать роботы и роботизированные системы. Этому заключению предшествовал анализ рабочих мест и операций, выполняемых человеком. Акцент был сделан, в первую очередь, на безопасность: главное внимание — тем участкам, где труд квалифицируется как тяжелый.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 629.33.084.4"5":656.13.076.1

А. В. Жималин, аспирант, **С. М. Мороз**, д-р техн. наук, МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПЕРИОДИЧНОСТИ ТО ПО МЕРЕ ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА КОММЕРЧЕСКИХ ПЕРЕВОЗКАХ

Планово-предупредительная система ТО и ремонта обеспечивает безотказность транспортных средств, уменьшая износ и старение и увеличения наработки на отказ.

Ключевые слова: *износ, старение, частота сходов с линии, планово-предупредительная система, условия эксплуатации.*

Износ и старение приводят к повышению частоты отказов колесных транспортных средств (КТС) от начала эксплуатации до списания. Наработка на отказ сокращается по мере выработки ресурса в 4—5 и более раз (рис. 1), а трудоемкость и продолжительность простоев в ТО и ремонте повышается в 1,5—2,5 раза. Одновременно нарастает частота сходов с линии и невыходов КТС на линию (рис. 2). Это снижает эксплуатационную безопасность и доходы от эксплуатации КТС, повышает потребление ТСМ и простои в ТО и ремонте.

Планово-предупредительная система ТО и ремонта и система ТО и ремонта по сервисным книжкам предусматривают неизменность периодичности всех видов ТО [1]. В зависимости от категории и природных условий эксплуатации система ТО и ремонта допускает корректирование периодичности ТО, после выполнения которого она уже не изменяется до списания КТС.

Ни наработка КТС, ни результаты оценки неизбежного снижения его работоспособности в эксплуатации не находят применения для корректировки частоты ТО. Предусмотренное планово-предупредительной системой ТО и ремонта последовательное, по мере выработки ресурса КТС, нарастание трудоемкости всех видов ТО и сопутствующих объемов ремонта не компенсируют снижения безотказности изношенных КТС и частота их отказов повышается в 6—7 раз. В результате профилактическое действие ТО по мере выработки ресурса КТС заметно снижается, а техническая эксплуатация пока ничего не противопоставляет этому снижению.

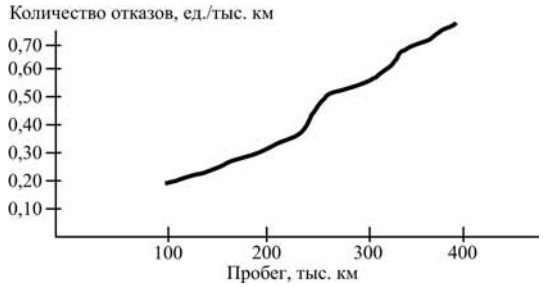


Рис. 1. Изменение наработки на отказ от начала эксплуатации до списания автобусов Мерседес-Бенц Спринтер 411*cdi* по экспериментальным данным

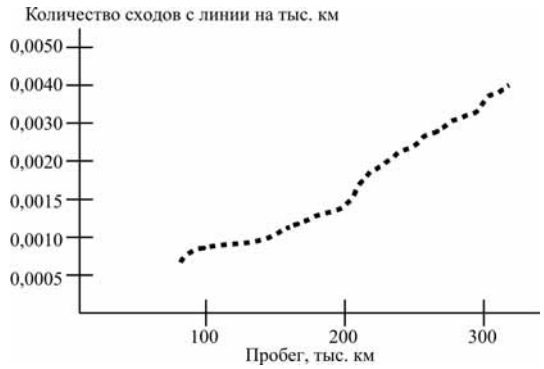


Рис. 2. Динамика частоты сходов с линии автобусов Мерседес-Бенц Спринтер 411*cdi* по мере выработки их ресурса

Ранее выдвигались следующие меры противодействия этому явлению [2].

1. Диагностирование с частотой большей, чем плановые ТО, с последующим оперативным корректированием ТО.

2. Введение планово-предупредительного ремонта.

3. Ступенчатое увеличение частоты ТО по жесткой программе.

Эффективность этих мер исследовалась в диссертационных работах [2]. Однако введение плановых диагностирования или ремонта, подобно общепринятому ТО, не было реализовано в силу экономической неоправданности капитальных затрат на создание требуемых дополнительных производственных мощностей и наращивания текущих затрат на выполнение ТО и ремонта.

Ступенчатое регулирование частоты ТО по жесткой программе было теоретически обосновано, но не доведено до применимых на практике инженерных методик [3]. Применению индивидуального регулирования частоты ТО разномарочных парков КТС разного "возраста", требующих разных технологий и разного числа видов ТО, препятствовали технологическая сложность практической реализации и крайнее неудобство "ручного" планирования и отслеживания постановки КТС на ТО. По этой же причине крупные АТП стремятся для своего парка КТС одного назначения определять единые периодичности ТО, игнорируя отличия в рекомендациях изготовителей.

Развитие компьютеризации КТС, применение встроенных систем диагностирования и бортовых систем отображения графика ТО КТС изменяют ситуацию, открывая возможности для индивидуального регулирования периодичности ТО непосредственно на борту КТС за счет возможностей интеллектуальной транспортной системы. "Интеллектуализация" автомобильного парка создает новый, более эффективный инструмент противодействия нарастанию частоты отказов КТС по мере выработки ресурса за счет более частого выполнения ТО. Периодичность ТО возможно изменять, назначать индивидуально для каждого КТС.

Целью регулирования частоты ТО служит поддержание изначально обеспеченных изготовителем безотказности и безопасности работы коммерческих автомобилей на линии и предупреждения тем самым неоправданных потерь от сходов с линии. Минимизация затрат на ТО и повышение безопасности технического состояния КТС достижимы при введении повышающейся частоты ТО по мере выработки ресурса КТС (рис. 3).

Предлагается использовать индивидуальный для каждого КТС алгоритм регулирования наработки до ТО для каждого из видов ТО в зависимости от степени выработки ресурса. Последняя измеряется отношением пробега КТС от начала эксплуатации к ожидаемому ресурсу, установленному изготовителем и скорректированному с учетом условий эксплуатации или зафиксированному прежде владельцем для тех же КТС, на тех же перевозках.

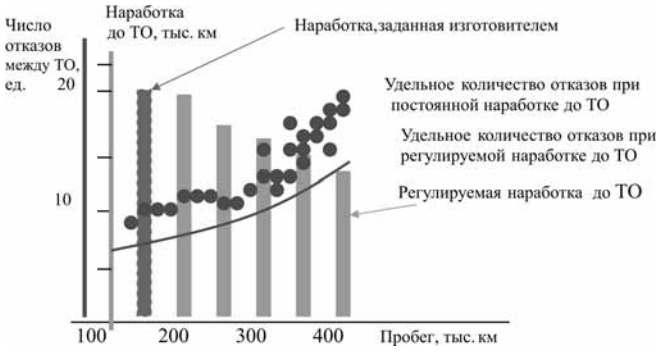


Рис. 3. Иллюстрация технологии сокращения потока отказов посредством последовательного повышения частоты ТО по мере выработки ресурса КТС

В основу регулирования частоты ТО положена оценка нарастания потока отказов КТС по мере выработки ресурса (поток отказов — последовательность отказов, возникающих одним за другим в случайные моменты времени). Если в интервале t_1, t_2 произошло n отказов, то очевидно, что n есть случайная величина для этого интервала и случайная функция времени для $0 \leqslant t \leqslant \infty$. Параметром $\omega(t)$ потока отказов служит плотность вероятности отказов для рассматриваемого момента времени, т. е. предел отношения вероятности Q отказа в интервале t_1, $t_2 + \Delta t$ к этому интервалу:

$$\omega(t) = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{Q(t_1 t_2 + \Delta t)}{\Delta t} = \frac{n(t_1 t_2 + \Delta t)}{N_0 \Delta t}.$$

Параметр потока отказов оценивается на основе экспериментальных данных следующим образом:

$$\omega(X) \cong \frac{m(\Delta x)}{n(X_1 - X_2)} = \frac{\Omega(X_2) - \Omega(X_1)}{X_2 - X_1}, \qquad (1)$$

где $m(\Delta x)$ — суммарное число отказов n автомобилей в интервале наработки от X_1 до X_2; $\Omega(X_2)$ и $\Omega(X_1)$ — ведущие функции потока отказов для наработки X_1 и X_2.

Разработана методика оценки сокращения потока отказов и относительного повышения наработок на отказ по мере выработки ресурса за счет переноса устранения части аварийных ремонтов, вызывающих сходы с линии и необходимость устранения отказа, в сопутствующий ремонт, выполняемый упреждающе заодно с ТО. Такая оценка учитывает повторяемость отказов, поскольку наработка на отказ часто не достигает наработки до ТО. В основу разработанной методики положена зависимость показателя безотказности от величины наработки до ТО.

Регулирование частоты ТО позволяет предупреждать лишь часть отказов КТС, сопровождаю-

щихся упреждающим появлением диагностических признаков и в принципе не позволяет предупреждать внезапные отказы, не проявляющие себя такими признаками. Поэтому пределы наибольшего повышения частоты ТО предлагается увязать с реально достижимыми сокращениями наработки на отказ.

Критерием возможности предупреждения отказов посредством сокращения наработки до ТО послужило появление предшествующих отказу упреждающих признаков, поддающихся выявлению при очередном ТО, выполняемым до наступления отказа и обеспечивающих возможность его упреждающего устранения. В качестве таких упреждающих признаков отказов использованы широко применяемые ремонтным персоналом при ТО и уверенно выявляемые органолептическими методами следы изнашивания, усталостные, тепловые и коррозионные разрушения, изменения размеров, геометрической формы деталей и их взаимного расположения, или результаты измерения диагностических параметров и их сравнения с упреждающими значениями (рис. 4).

Предлагается ввести гибкое повышение частоты ТО сообразно относительному снижению наработки на отказ по мере выработки ресурса КТС. Регулирование частоты ТО может быть организовано на основе регистрации и статистической обработки динамики отказов каждого экземпляра КТС, или парка однотипных совместно эксплуатируемых КТС. В первом случае алгоритм расчета реализуется бортовой системой контроля КТС, а во втором случае — внешней информационной системой автотранспортного предприятия. Причем рациональная величина коэффициента повышения частоты ТО должна быть адекватна как текущему снижению наработки на отказ, так и текущей величине снижения ресурса работоспособности моторного масла по мере выработки ресурса КТС.

Для подтверждения эффективности предлагаемого гибкого регулирования частоты ТО выполнено экспериментальное исследование зависимости среднестатистической наработки КТС на отказ от периодичности ТО. Исследованы данные ООО "Север-Авто", входящего в холдинг ОАО "Группа Автолайн", о всех ремонтах, сходах с линии и невыходах на линию 32 автобусов Мерседес-Бенц Спринтер 411 *cdi* и 50 автобусов Ивеко Дейли 50С15 за 4,5 года эксплуатации. В этот период пробег автобусов составил от 100 до 300 тыс. км в условиях эксплуатации в г. Москве. Заданная изготовителем периодичность ТО вида А автобусов Мерседес-Бенц составляет 15 тыс. км, а для ТО вида В — 15 тыс. км. Для Ивеко Дейли периодичность ТО вида М1 составляет 20 тыс. км, а вида М2 — 60 тыс. км.

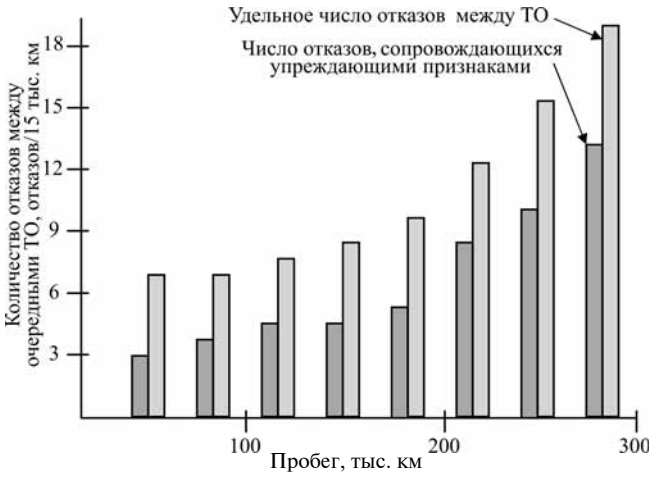


Рис. 4. Динамика потока отказов КТС между очередными ТО

Результаты обработки данных свидетельствуют о возможности упреждающего выявления тем или иным методом не более, чем 65—70 % всех отказов. Это соответствует примерно трехкратному изменению наработки на отказ по мере выработки ресурса КТС. Адекватное повышение частоты ТО представляет собой верхнюю теоретически оправданную границу рационального повышения частоты ТО. В реальности рациональная граница повышения частоты ТО еще ниже и не будет превышать 130—150 % начальной, установленной изготовителем.

Для практического осуществления гибкого регулирования частоты ТО в эксплуатации не требуется последовательное, по каждому случаю ТО, сокращение наработок до следующего обслуживания. Достаточно будет четырех- — восьмикратного дробного ступенчатого повышения частоты ТО от начала эксплуатации КТС до его списания или капитального ремонта. Это обеспечит и при значительной выработке ресурса КТС в максимальной степени использовать потенциал безотказности, заложенный изготовителем в конструкцию КТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Положение** о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / Министерство автомобильного транспорта. РСФСР. — М.: Транспорт, 1986. — 72 с.
2. **Денисов А. С., Басков В. Н., Захаров В. П.** Влияние периодичности профилактики на надежность автомобилей //Автотранспортное предприятие. 2011. № 6. С. 51—52.
3. **Живов С. В.** Разработка методики оптимизации периодичности ТО легковых автомобилей-такси.: Дис. ... канд. техн. наук. М., 2007. 164 с.

УДК 629.113

Г. Д. Драгунов, д-р техн.наук, проф., **И. А. Лоскутников**, аспирант,
Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск
E-mail: replay757@mail.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ И РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ

Определены условия и рациональные режимы использования раздаточной коробки. Представлена конструкция раздаточной коробки с механизмом переключения передач с возможностью переключения на ходу. Представлен анализ возможных алгоритмов переключения передач в раздаточной коробке с изменяемым межосевым расстоянием.

Ключевые слова: *раздаточная коробка, переключение передач, переключения на ходу, межосевое расстояние.*

Анализ многочисленных принципиальных схем раздаточных коробок обнаруживает у подавляющего большинства из них наличие двух передач. Высшая передача предусматривается с целью обеспечения высоких скоростных свойств автомобиля, а низшая — придания автомобилю способности преодолевать встречающиеся на его пути повышенные препятствия. В первую очередь к этим препятствиям относятся опорные поверхности с низкой несущей способностью и подъемы, создающие большое сопротивление движению и требующие на их преодоление силу тяги, близкую к силе тяги по сцеплению.

Наиболее сложной составной частью оптимизации режимов использования серийных раздаточных коробок является обеспечение возможности переключения в них передач во время движения машины, поскольку в их редукторах затруднительно использовать синхронизирующие устройства. Это связано с тем, что в раздаточной коробке необходимо синхронизировать детали и раздаточной коробки (РК), и коробки передач с большими моментами инерции. Время синхронизации становится настолько большим, что автомобиль полностью останавливается. На практике это приводит к тому, что водители либо вообще не могут без остановки автомобиля включать низшую передачу, либо переключение сопровождается значительными ударными нагрузками на зубчатые венцы соединяемых звеньев.

Для безударного включения передачи необходимо, чтобы угловая скорость ω_2 ее шестерни снизилась до угловой скорости ω_1 ведущего вала, на котором она установлена (на автомобиле "Урал"), либо промежуточной шестерни РК (на автомобиле КАМАЗ), т. е. задача сводится к определению времени t_n или скорости $V_К$:

$$V_К = V_Н - \Delta V_П, \qquad (1)$$

где $V_Н$ и $\Delta V_П$ — начальная скорость и потеря скорости за время переключения передач.

Методика определения времени t_n переключения передач в РК в зависимости от конструктивных особенностей и условий движения автомобиля многоцелевого назначения базируется на графоаналитическом решении.

Как показывает практика, безударное переключение в ступенчатом трансформаторе крутящего момента обеспечивается полным выравниванием угловых скоростей блокируемых деталей механизма включаемой передачи и предопределяется прежде всего временем с момента отключения двигателя от трансмиссии и выключения ранее включенной передачи. Это время, в свою очередь, зависит от угловых замедлений ε_1 и ε_2 ведущего вала (шестерни) и шестерни низшей передачи соответственно при от-

ключении двигателя от трансмиссии (выключении сцепления) и выключении высшей передачи в РК.

Для определения углового замедления ε_1 применим дифференциальное уравнение вращения:

$$J_{1K}\varepsilon_1 = M_Z^e, \quad (2)$$

где J_{1K} — приведенный момент инерции деталей трансмиссии отключенных от двигателя и от колес автомобиля при переключении передач относительно оси вращения; M_Z^e — главный момент всех внешних сил относительно оси вращения.

Внося найденные значения внешних сил [3] в уравнение (2), находим:

$$\frac{m_{1\Sigma}r_{\Pi}^2}{2}\varepsilon_1 = -\frac{2}{3}f_1 mgr. \quad (3)$$

Отсюда:

$$\varepsilon_1 = -\frac{4}{3}f_1\frac{g}{r}. \quad (4)$$

Текущие значения угловой скорости ω_1 определим по формулам:

$$\omega_Z = \omega_0 + \varepsilon_1 t, \quad (5)$$

или

$$\omega_1 = \omega_{H1} - \frac{4}{3}f_1\frac{g}{r}t_{\Pi}, \quad (6)$$

где t_{Π} — время замедления автомобиля.

Угловое замедление ε_2 определяем с учетом сопротивления движению машины:

$$\varepsilon_2 = -g\psi U_p/\delta_{\Pi}r_{\text{к}}(1 - f_2), \quad (7)$$

где U_p и f_2 — передаточное число и суммарный коэффициент потерь трансмиссии на участке от колес до шестерни низшей передачи соответственно.

$$\omega_2 = \omega_{\text{н}2} + \varepsilon_2 t_{\Pi}, \quad (8)$$

$$\omega_2 = \omega_{\text{н}2} - [g\psi U_p/\delta_{\Pi}r_{\text{к}}(1 - f_2)]t_{\Pi}. \quad (9)$$

Для определения значения времени выравнивания угловых скоростей t_{Π} построим график зависимости ω_1 и ω_2 от времени разомкнутого состояния двигателя и трансмиссии (рис. 1).

$f_2 = 0{,}05...0{,}09$; $f_2 = 0{,}05$ — для двухосных автомобилей;

$f_2 = 0{,}09$ для трехосных.

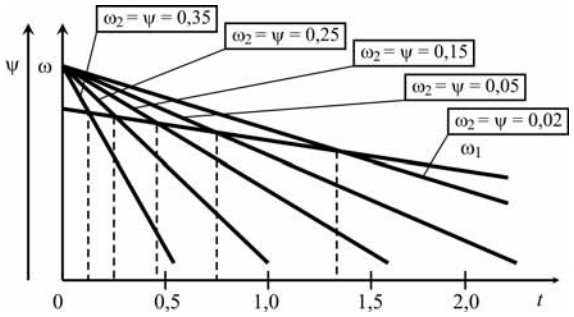


Рис. 1. График зависимости ω_1 и ω_2 от времени разомкнутого состояния двигателя и трансмиссии

$f_2 = 1 - \eta_{\text{рк}}\eta_{\text{кп}}\eta_{\text{гп}} = 1 - 0{,}98^k 0{,}99^l 0{,}97^m$ (здесь k и m — число пар цилиндрических и конических шестерен; l — число карданных шарниров, передающих крутящий момент к колесам одного моста).

Время, соответствующее точкам пересечения линий угловых скоростей ω_2 и ω_1 данного графика, является предпочтительным моментом для безударного включения низшей передачи при различных значениях коэффициентов сопротивления движению ψ.

Наиболее удобно для водителя отслеживать не время, а скорость $V_{\text{К}}$, при которой следует произвести включение передачи с учетом скорости $V_{\text{Н}}$ машины в момент выключения высшей передачи (при выключении сцепления). Согласно графику (см. рис. 1) изменение угловой скорости ω_1 за время $t_{\Pi} = 1{,}5$ с составляет не более 1,5 %, т. е. в этом интервале времени можно считать угловую скорость ω_1 практически постоянной. С учетом данного обстоятельства скорость $V_{\text{К}}$ с достаточной точностью определяется по формуле:

$$V_{\text{К}} = V_{\text{Н}} - \frac{a\psi t_{\Pi}}{\delta_{\Pi}(1 - f_2)}. \quad (10)$$

При переключении передач за короткое время (до 0,1 с):

$$V_{\text{К}} = V_{\text{Н}}/q_{\text{рк}}. \quad (11)$$

Здесь $q_{\text{рк}}$ — интервал передаточных чисел РК.

Для определения времени переключения передач аналитическим методом определим угловое замедление переключающей муфты и воспользуемся равенством кинетической энергии, накопленной вращающимися совместно с ней деталями трансмиссии на участке до ведомых дисков сцепления включительно к моменту выключения муфты и пе-

редачи в РК, и работы, совершаемой силами сопротивления вращению до полной их остановки:

$$0{,}5J_{1К}\omega^2 = 0{,}5M_с\omega t, \qquad (12)$$

где $J_{1К}$ — приведенный момент инерции масс вращающихся деталей трансмиссии совместно с переключающей муфтой при выключенных сцеплении и передаче в РК; ω — угловая скорость переключающей муфты; $M_с$ — момент сопротивления вращению; t — время полной остановки переключающей муфты.

Поделив уравнение (13) на $0{,}5\omega t$, получим зависимость:

$$\varepsilon_1 = \frac{M_с}{J_{1К}}. \qquad (13)$$

Для определения момента $M_с$ используем следующую эмпирическую формулу [3]:

$$M_с = \alpha\left[m_\partial(0{,}105n_\partial r_\partial)^k + \right.$$

$$\left. + \sum_{i=1}^{n} m_i\left(0{,}105n_\partial r_i U_i^{-1}\right)^k U_i\right]\frac{1+\sigma_\Sigma}{0{,}105n_\partial}, \qquad (14)$$

где α — опытный коэффициент. Для цилиндрических ЗК внешнего и внутреннего зацепления $\alpha = 0{,}005 \cdot 735{,}5$; n_∂ — частота вращения коленчатого вала двигателя к моменту выключения сцепления; m_∂, r_∂ — модуль зубьев и радиус делительной окружности шестерни первичного вала КП соответственно; k — опытный коэффициент. По данным И. Н. Корнилаева, $k = 1{,}5$ и $k = 1{,}7$ для механизмов, в которых применяется смазывание поливом и разбрызгиванием соответственно; U_i, m_i, r_i — передаточное число, модуль и радиус делительной окружности ведомого зубчатого колеса i-й передачи в коробке передач (для РК U_i — общее передаточное число, т. е. $U_{КПi}U_{РКi}$); σ_Σ — коэффициент, учитывающий суммарные потери в карданных шарнирах. Для одного шарнира $\sigma = 0{,}005...0{,}01$.

При выключенном сцеплении и нейтральной передаче в РК замедление вращения деталей, кинематически связанных с ведомым диском сцепления, и деталей, кинематически связанных с ведущими колесами автомобиля, происходят по различным закономерностям. Однако всегда есть такое значение времени переключения передач $t_П$, при котором угловые скорости соединяемых (блокируемых) в момент включения передачи будут одинаковыми:

$$\omega_{01} - \varepsilon_1 t_П = \omega_{02} - \psi g t_П U_P/\delta_П(1 - f_2), \qquad (15)$$

где ω_{01}, ω_{02} — начальные угловые скорости блокируемых при включении передачи деталей; ω_{01} — связанных с ведомым диском сцепления; ω_{02} — с ведущими колесами автомобиля; f_2 — коэффициент учета потерь в трансмиссии на участке от ведущих колес автомобиля до включающего передачу звена. В расчетах принимается $f_2 = 0{,}06...0{,}085$.

Левая часть уравнения (15) определяет конечную угловую скорость звена, имеющего начальную угловую скорость ω_{01}, а правая — конечную угловую скорость звена с начальной угловой скоростью ω_{02}.

Тогда из уравнения (15) время достижения безударного переключения передач будет составлять:

$$t_П = \frac{\omega_{01} - \omega_{02}}{\varepsilon - \psi g U_P/\delta_П r_К(1 - f_2)}. \qquad (16)$$

Таким образом, уравнения (14)—(16) описывают процессы, происходящие при переключении передач в ступенчатых трансформаторах крутящего момента, и дополняют математическую модель движения автомобиля многоцелевого назначения.

Кроме того, выразив ω_{02} через интервал передаточных чисел $q_{рК}$

$$\omega_{02} = \omega_{01}q_{рК}, \qquad (17)$$

получим следующую зависимость момента времени переключения:

$$t_П = \frac{\omega_{01}(1 - i_{рК})}{\varepsilon - \psi g U_P/\delta_П r_К(1 - f'')}. \qquad (18)$$

Поскольку процесс включения передачи имеет определенную продолжительность $\Delta t_{ПП}$, начало включения на управляющем звене механизма управления $t_{УПР}$ должно опережать $t_П$ на это время:

$$t_{УПР} = t_П - \Delta t_{ПП}. \qquad (19)$$

Продолжительность $\Delta t_{ПП}$ зависит от инерционных характеристик механизма управления РК $m_{прив}$, приложенного усилия на исполнительном органе $P_{упр}$, сил сопротивления переключению (сил трения) $P_{тр}$ и определяется из уравнения динамики:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d^2X}{dt^2}m_{прив} = P_{упр} - P_{тр};\\ &0 \leqslant t \leqslant t_{ПП};\ 0 \leqslant X \leqslant X_{вкл}, \end{aligned}\right\} \qquad (20)$$

где X, $X_{вкл}$ — текущее перемещение и перемещение до полного включения передачи включающей муфты соответственно.

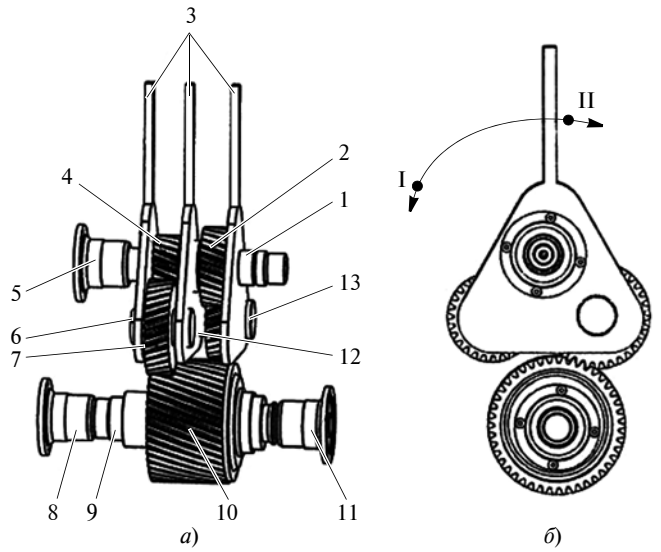


Рис. 2. Основные элементы и способ переключения разработанной РК:

1 — ведущий вал; 2 — ведущая шестерня повышенной передачи; 3 — пластины водила; 4 — ведущая шестерня пониженной передачи; 5 — фланец привода от двигателя; 6, 13 — оси ПШ; 7, 12 — ПШ; 8 — фланец привода переднего места; 9 — выходной вал; 10 — коронная шестерня межосевого дифференциала; 11— фланец привода заднего моста; I — пониженная передача; II — повышенная передача

На рис. 2, *а* представлена конструкция разработанной РК [4] автомобиля типа "Урал-4320" с переключением передач изменением межосевого расстояния, которое имеет ряд особенностей:

1. первичный контакт шестерен включаемой передачи происходит по полной линии зацепления зубьев;

2. крутящий момент через зубчатое зацепление начинает передаваться только при зафиксированном механизме управления переключением, т. е. когда шестерни включаемой передачи выйдут на расчетное межосевое расстояние;

3. скорость включения передачи определяется усилием на рычаге управления;

4. отпадает необходимость в синхронизаторах для выравнивания угловых скоростей шестерен включаемой передачи;

5. возможно переключение передач "под нагрузкой", т. е. выключение сцепления;

6. легкость автоматизации привода переключения передач;

7. ввиду изначально различной угловой скорости шестерен включаемой передачи не возникает проблема с "утыканием" вершин зубьев при переключении.

Предлагаемая РК так же, как и серийная, имеет две передачи: повышенная (включены шестерни *12* и *10*), пониженная (включены шестерни *7* и *10*); нейтральная передача (см. рис. 2, *б*). Управление переключением осуществляется через верхние рычаги на корпусе блока подвижных шестерен (ПШ). Переключение производится перемещением рычага из положения I — пониженная передача, в положение II — повышенная передача.

Для выбора и фиксации включенной передачи в РК разработан механизм управления (рис. 3).

Анализ возможных алгоритмов переключения передач в РК с изменяемым межосевым расстоянием таков.

Кинематическая схема РК и реализуемый в ней способ переключения передач изменением межосевого расстояния позволяет осуществлять переключение передач по нескольким алгоритмам, обеспечивающим различное время переключения и возникающие при этом динамические нагрузки.

1. Переключение передачи с использованием сцепления.

1.1. В случае переключения с низшей передачи на высшую перед переключением передачи выключается сцепление, разрывается силовая и кинемати-

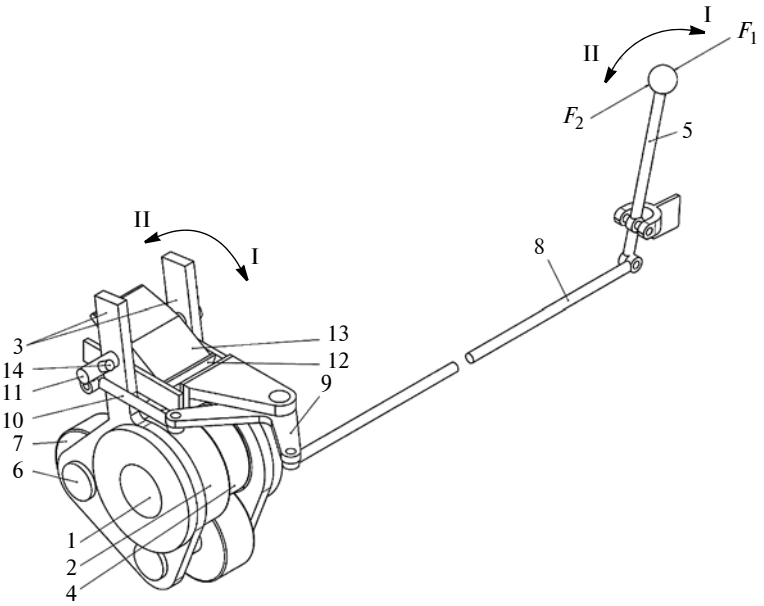


Рис. 3. Механизм переключения и фиксации передачи в предлагаемой РК

1 — ведущий вал; 2, 4 — ведущие шестерни повышенной и пониженной передач соответственно; 3 — пластины блока ПШ; 5 — рычаг переключения передач, установленный в кабине; 6 — ось ПШ; 7 — ПШ; 8, 9, 10, 14 — система рычагов; 11 — шарнир; 12 — фиксирующий механизм; 13 — рычаг управления; I — пониженная передача; II — повышенная передача, F_1, F_2 — силы приложенные водителем для переключения передач

ческая цепи. Крутящий момент не передается, механическая нагрузка в зубчатых зацеплениях определяется только силами трения и практически равна нулю. Одновременно с выключением сцепления уменьшается подача топлива в двигатель, перемещением педали подачи топлива скорость вращения коленчатого вала и первичного вала РК уменьшается. В момент, когда угловые скорости вращения шестерен включаемой высшей передачи вследствие описанных процессов сравняются, или станут допустимо близкими, блок подвижных шестерен освобождается от стопорения и поворачивается принудительно водителем или автоматически за счет действующих в зубчатом зацеплении окружных усилий, происходит включение повышенной передачи, после чего блок подвижных шестерен блокируется стопором.

Из приведенного описания процесса переключения в этом случае видно, что он происходит аналогично случаю РК с переключением осевым перемещением шестерен или зубчатыми муфтами без синхронизаторов.

Возникающие при переключении динамические нагрузки практически равны нулю.

Отличительной особенностью переключения передач в коробке с изменяемым межосевым расстоянием является значительно большая вероятность входа зубьев шестерен в зацепление без утекания вершин зубьев и, следовательно, возможность включения передачи без синхронизации включаемых шестерен. Это обеспечивается большим расстоянием между вершинами зубьев на наружном диаметре шестерен в 2—3 раза в сравнении с толщиной зуба. Необходимый уровень синхронизации определяется уровнем допустимых динамических нагрузок, зависящих от момента инерции вращающихся деталей РК, приведенных к первичному валу, и разниц угловых скоростей вращения включаемых шестерен. А вход зубьев в зацепление, как показали испытания, возможен при разности угловых скоростей до двукратной, т. е. предельной для ступеней соседних передач.

Уменьшение времени переключения достигается уменьшением или исключением времени синхронизации.

1.2. В случае переключения с высшей передачи на низшую после выключения передачи в нейтральное положение включается сцепление, увеличивается подача топлива в двигатель и таким образом увеличивается скорость вращения первичного вала до синхронизации со скоростью вращения шестерни включаемой передачи выходного вала. Затем выключается сцепление, включается передача и включается сцепление. Процесс происходит аналогично переключению передач в коробке без синхронизаторов с использованием двойного выжима сцепления и двойным изменением подачи топлива. Включение происходит без дополнительных динамических нагрузок.

Уменьшения времени переключения можно достичь менее точным выравниванием скоростей вращения шестерен для их входа в зацепление. Возможно включение без выравнивания скоростей вращения. При этом неизбежны динамические нагрузки, величина которых определяется моментом инерции вращающихся деталей РК, приведенного к первичному валу, и разницей скоростей вращения.

2. Переключение передачи без использования сцепления.

2.1. В случае переключения с низшей передачи на высшую в исходный момент движение происходит при увеличенной подаче топлива, высокой скорости вращения коленчатого вала и низкой скорости движения автомобиля и угловой скорости вращения выходного вала раздаточной коробки. Поэтому переключение начинается с уменьшения подачи топлива в двигатель, что приводит к уменьшению его крутящего момента. В момент времени, когда крутящий момент переходит через ноль и двигатель переходит из тягового режима в тормозной, силы в контакте зацепления зубьев шестерен включенной низшей передачи становятся равными нулю. Передачу можно выключить в нейтральное положение при включенном сцеплении. После этого, не изменяя подачу топлива, за счет уменьшения скорости вращения коленчатого вала и скорости вращения связанного через включенное сцепление с ним входного вала РК достигается синхронизация скоростей вращения шестерен включаемой низшей передачи. Затем при включенном сцеплении можно включить пониженную передачу без дополнительных динамических нагрузок.

Снижение времени переключения достигается в этом случае отсутствием затрат на выключение—включение сцепления и времени выравнивания скоростей вращения включаемых шестерен.

Далее можно управлять двигателем путем изменения подачи топлива. Так же как и в первом случае,

можно не производить выравнивания скоростей вращения включаемых шестерен, используя особенности входа зубьев в зацепление в рассматриваемом способе переключения изменением межосевого расстояния. При этом возможно возникновение динамических нагрузок и необходимо учитывать их допустимую величину при выборе допустимой разницы угловых скоростей вращения включаемых шестерен.

2.2. В случае переключения с высшей передачи на низшую без выключения сцепления двигатель работает в режиме, близком к режиму максимального крутящего момента, при подаче топлива — близкой к максимальной. Переключение начинают с уменьшения подачи топлива. Вследствие этого происходит уменьшение крутящего момента двигателя, и в момент перехода двигателя из тягового режима в тормозной, когда крутящий момент в зубчатом зацеплении равен нулю, выключаем высшую передачу и переходим в нейтральное положение РК. Далее увеличиваем подачу в двигатель, увеличиваем скорость вращения коленчатого вала и связанного с ним через включенное сцепление первичного вала РК. При достижении выравнивания скоростей вращения шестерен включаемой низшей передачи производим безударное включение пониженной передачи.

Уменьшение времени переключения передачи достигается отсутствием затрат на управление сцеплением и времени на выравнивание скоростей вращения включаемых шестерен.

Если по условиям прочности допускается возникающая динамическая нагрузка, можно исключить время выравнивания угловых скоростей включаемых шестерен и благодаря этому уменьшить время переключения.

Если возникающая при переключении без выравнивания скоростей вращения включаемых шестерен динамическая нагрузка недопустимо велика, следует предусмотреть пробуксовывание сцепления уменьшением усилия сжатия дисков

Это обеспечивает также минимальное время разрыва потока мощности.

3. Переключение передач без управления сцеплением и без нейтрального положения в РК. Для осуществления такого режима переключения необходимо так выбрать угловое смещение осей промежуточных шестерен, когда одновременно могут быть частично включены шестерни пониженной и повышенной передач. В этом случае при расстопорении блока подвижных шестерен внутренние силы в зубчатых зацеплениях вызывают поворот осей шестерен, уменьшают межосевое расстояние одной из передач и осуществляют ее включение и увеличивают межосевое расстояние другой передачи, осуществляют ее выключение. Направление переключения зависит от направления передаваемого крутящего момента. Управление осуществляется изменением режима работы двигателя в тяговый или тормозной за счет изменения подачи и топлива. Переключение в этом случае происходит без разрыва потока мощности.

В эксперименте было достигнуто время переключения до 0,1 с. Конечно, такое переключение сопряжено с динамическими нагрузками. Однако следует учесть, что при любом механизме переключения динамические нагрузки определяются не столько конструкцией механизма, сколько диапазоном передаточных чисел переключаемых передач и временем процесса.

Выводы

1. Получен аппарат математического исследования процессов, происходящих в трансмиссии полноприводного автомобиля при переключении передач в РК без остановки.

2. Для РК необходим механизм быстрого переключения передач $t = 0{,}1—0{,}5$ с.

3. Для сокращения времени разрыва потока мощности необходимо обеспечить переключение передач на ходу автомобиля без выключения сцепления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Армейские** автомобили: Теория / Под ред. А. С. Антонова. — М.: Воениздат, 1970.
2. **Литвинов А. С., Фаробин Я. Е.** Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989.
3. **Семендяев К. Н.** Повышение проходимости полноприводного автомобиля выбором режимов управления раздаточной коробкой. Дис. канд. техн. наук: Челябинск, 2003 г. 205 с.
4. **Яковлев П. В.** Повышение динамики переключения передач в раздаточной коробке полноприводного автомобиля применением новой кинематической схемы. Дис. канд. техн. наук: — Челябинск, 2005 г. 147 с.

УДК 629.3.023.1

А.С. Горобцов, д-р техн. наук, ВолгГТУ,
С. В. Лузгин, аспирант, филиал ФГАОВПО КФУ, г. Набережные Челны,
А. А. Лычагов, ОАО "КАМАЗ"
E-mail: okbant-sv@rambler.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАБИЛИЗАЦИИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ, ОБОРУДОВАННЫХ КОРРЕКТИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ, ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ МАНЕВРА "ПЕРЕСТАВКА"

Представлены результаты математического моделирования прохождения типового маневра "переставка". Показано влияние различных технических решений на устойчивость автомобиля и безопасность прохождения "переставки". В расчетах рассматриваются следующие варианты подвесок: рессорная подвеска; комбинированная рессорно-пневмогидравлическая подвеска со стабилизатором поперечной устойчивости и без него.

Ключевые слова: *ходовая часть, подвеска, пневмогидравлическая рессора, рессора, стабилизатор поперечной устойчивости, математическое моделирование, FRUND.*

Используемые в настоящее время подвески автомобилей с упругими элементами, имеющими одну жесткостную характеристику, заданную при проектировании, не могут в полной мере удовлетворять современным требованиям, предъявляемым к ним в различных дорожных условиях.

Для обеспечения возможности вариативного изменения параметров подвески в зависимости от внешних факторов в конструкцию подвески вводятся различные дополнительные корректирующие элементы, например гидропневматические рессоры (ГПР).

В данной статье мы будем рассматривать влияние установки таких элементов на динамическую устойчивость на примере математической модели грузового автомобиля с колесной формулой 8×8 полной массой 40 т, выполненной в программной среде *FRUND*.

В качестве испытания, характеризующего динамическую устойчивость автомобиля, будет рассмотрено прохождение автомобилем маневра "переставка" ("лосиный тест") на скорости 45 км/ч.

На рис. 1 приведена траектория движения автомобиля в таком маневре.

Прохождение маневра "переставка" оценивалось по траекториям габаритных точек автомобиля (рис. 2 и 3) и по величине вертикальных реакций в шине автомобиля.

Граничные условия коридора движения автомобиля соответствуют параметрам автополигона НАМИ и ОСТ 37.001.471—88.

Управление поворотом колес осуществлялось по эмпирическому закону, обеспечивающему прохождение коридора без пересечения боковых границ. На рис. 4 показаны траектории габаритных точек и границы коридора.

Рис. 1. Траектория движения автомобиля при прохождении маневра "переставка", 45 км/ч

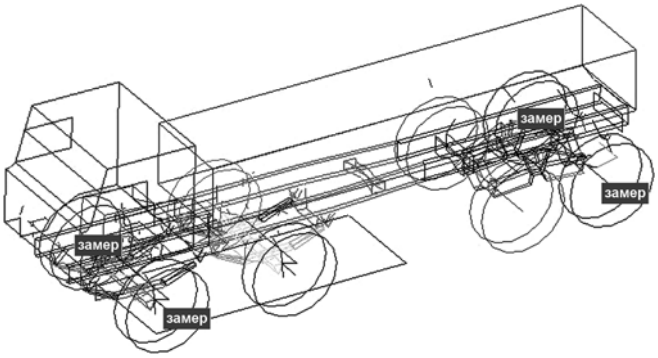


Рис. 2. Расположение габаритных контрольных точек на автомобиле

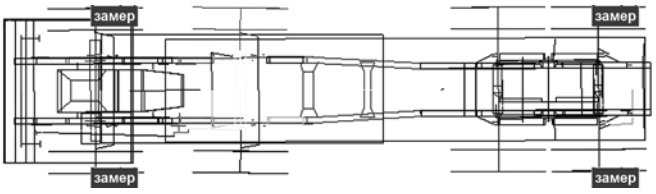


Рис. 3. Расположение габаритных контрольных точек на автомобиле

Критериями прохождения "переставки" являются вписывание в коридор и постоянный контакт шин с дорогой. Как следует из рисунка 1, габаритные точки автомобиля вписываются в заданный ограничивающий коридор. Однако некоторые шины теряют контакт с дорогой (рис. 5). Как видно на рисунке, имеет место отрыв правой шины последнего моста, правые шины третьего и второго мостов близки к отрыву — вертикальные реакции составляют 3—5 % статической реакции. Отрыв задней правой шины происходит вследствие отрицательного прогиба задней рессоры, ограничители отбоя не достигаются. В расчете рассматривалась задняя подвеска с ходом до буфера сжатия 120 мм и до буфера отбоя 150 мм.

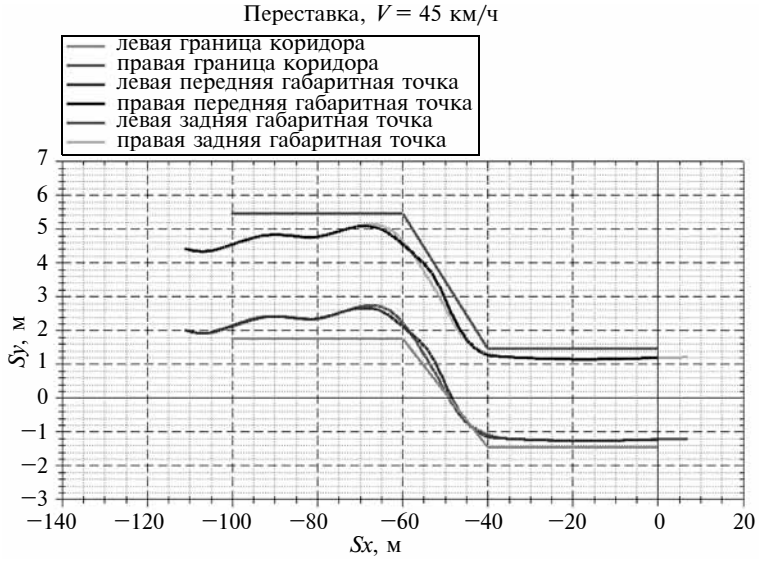


Рис. 4. Траектории точек автомобиля при прохождении маневра "переставка"

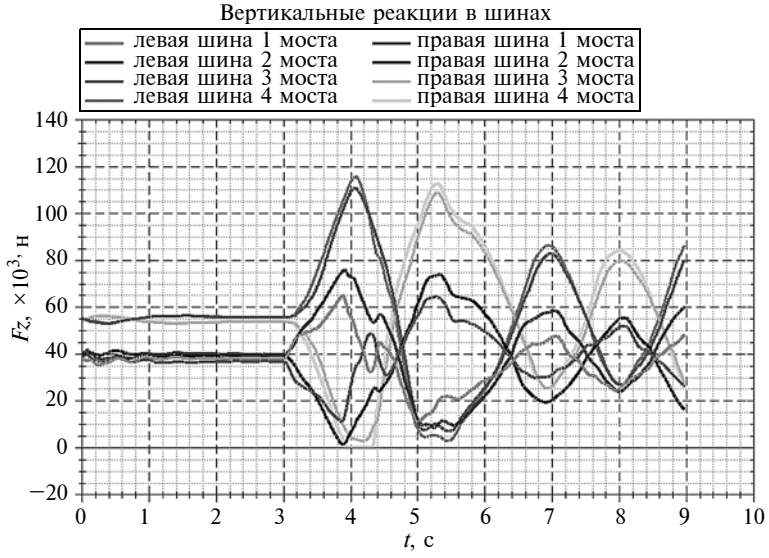


Рис. 5. Вертикальная реакция в шинах при прохождении маневра "переставка"

На рис. 6 показаны углы крена груза и передней части рамы при выполнении маневра "переставка". Как следует из рисунка, в передней части рамы угол крена несколько меньше, что связано с большей загруженностью задних мостов. Крутильная жесткость рамы оказывает существенное влияние на крен автомобиля (рис. 7). Уменьшение крутильной жесткости с 500 до 200 кН · м/рад увеличивает крен в задней части автомобиля, на которую приходится большая часть нагрузки, и уменьшает крен в передней части автомобиля. Увеличение крена составляет 2 град — 20...25 %.

Уменьшение крутильной жесткости вызывает более интенсивный отрыв шин в переставке (рис. 8). Как следует из этого рисунка, уменьшение крутильной жесткости рамы в 2,5 раза вызывает отрыв шин правых и левых колес заднего моста и увеличивает время отрыва.

Для обеспечения выполнения нормативных требований при прохождении перставки рассматривается вариант регулируемой подвески, позволяющей осуществить динамическое изменение хода подвески и блокирование подвески. Ниже анализируется эффективность различных алгоритмов управления подвеской.

Одностороннее блокирование подвески на повороте

Наиболее простым способом регулирования подвески при повороте является ее одностороннее блокирование, например с помощью гидроцилиндра.

На рис. 9 показаны реакции в шинах в случае блокировки всех подвесок. Как следует из этого рисунка, блокировка подвесок предотвращает отрыв шин в переставке.

При блокировке подвесок максимальный крен в задней части автомобиля уменьшается почти в 3 раза (рис. 10). Тем не менее, хотя отрыва шин и не происходит, минимальные ре-

Рис. 6. Углы крена при прохождении "переставки"

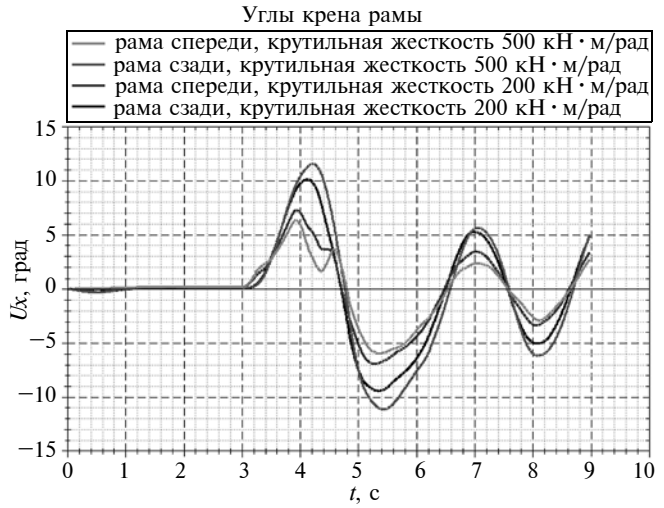


Рис. 7. Влияние жесткости рамы на углы крена при прохождении "переставки"

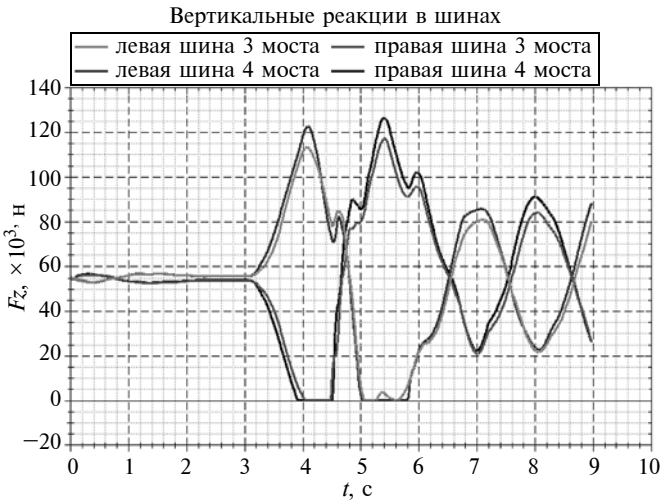


Рис. 8. Вертикальная реакция в шинах при прохождении переставки для уменьшенной жесткости рамы

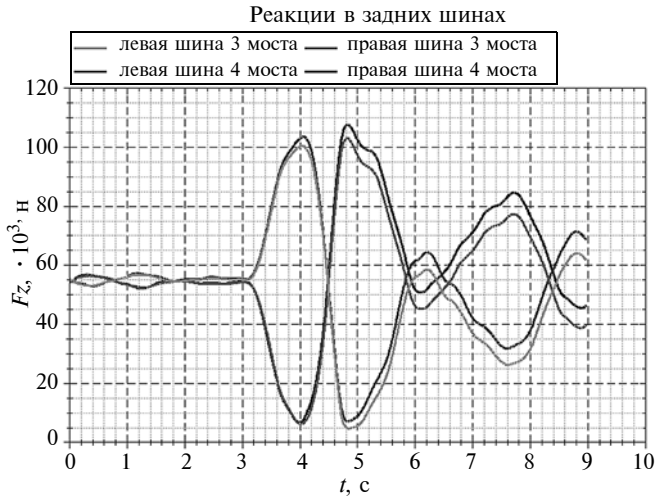


Рис. 9. Вертикальная реакция в шинах при прохождении переставки для уменьшенной жёсткости рамы и блокировки всех подвесок

акции в задних шинах составляют менее 10 % статической реакции.

Блокирование подвески при динамических маневрах автомобиля не является оптимальным вариантом, так как при этом единственным упругим элементом являются шины автомобиля. Резкие удары от неровностей дороги могут вызвать нежелательные нагрузки в рулевом приводе, вызывающие отклонения от заданной траектории. Возрастают по величине и частоте колебания, приходящиеся на кресло водителя, растет его утомляемость.

Эффективность стабилизаторов поперечной устойчивости

Стандартный метод увеличения поперечной устойчивости — использование стабилизаторов. В работе проведен анализ влияния установки стабилизаторов диаметром 54 мм. Крутильная жесткость такого стабилизатора 64 кН · м/рад. Для анализа проведены расчеты переставки с подвесками без и со стабилизаторами. Рассчитывался вариант с установкой стабилизаторов на каждый из четырех мостов.

На рис. 11 и 12 показаны углы крена в передней и задней части рамы для подвесок со стабилизаторами и без них. Как следует из этих рисунков, на крен рамы в районе передней подвески установка стабилизаторов оказывает существенное влияние — крен уменьшается на 33 %. На крен в задней части рамы стабилизаторы оказывают меньшее влияние, уменьшение крена составляет 15—18 %.

Рис. 10. Угол поперечного крена груза в переставке для односторонне заблокированной и незаблокированной подвески

Рис. 11. Углы крена рамы в задней части при различных модификациях подвески

Незначительное уменьшение углов крена при введении четырех стабилизаторов диаметром 54 мм объясняется незначительным увеличением угловой жесткости задней подвески. Угловая жесткость задней подвески, определяемая только вертикальной жесткостью рессор, составляет 1300 кН · м/рад. Два стабилизатора с крутильной жесткостью 64 кН · м/рад добавляет эквивалентной угловой жесткости подвески 376 кН · м/рад, что составляет несколько менее 1/3 угловой жесткости рессор.

Введение стабилизаторов приводит к большим нагрузкам на раму и мосты. Для рассмотренного варианта расчета максимальные усилия на задний мост со стороны стабилизатора достигают 7 т.

Можно констатировать, что стабилизаторы ощутимо влияют только на переднюю подвеску — крен

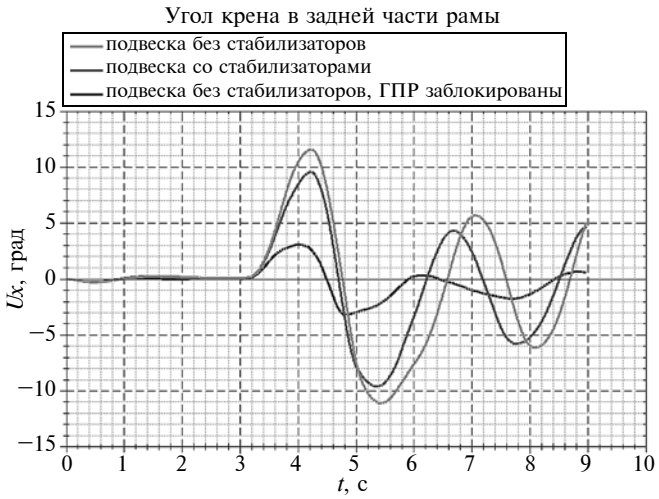


Рис. 12. Углы крена рамы в задней части при различных модификациях подвески, "переставка"

рамы в передней части уменьшается на 33 %, а реакции в шинах изменяются незначительно.

Заключение

Введение корректирующих упругодемпфирующих устройств, работающих по описанному в данной статье алгоритму, позволяет значительно повысить показатели динамической устойчивости, в частности, увеличить максимальную скорость безопасного прохождения маневра "переставка". Уменьшение углов кренов грузовой платформы позволяет увеличить ресурсные показатели рамы автомобиля.

Применение дополнительных упругодемпфирующих элементов позволяет расширить область применения автомобиля без внесения значительных изменений в конструкцию автомобилей. Дополнительные пневмогидравлические упругодемпфирующие элементы позволяют изменять степень демпфирования в зависимости от внешних факторов. В случае отказа компонентов пневмогидравлических упругодемпфирующих элементов автомобиль сохраняет способность самостоятельного перемещения к месту ремонта.

Применение стабилизаторов поперечной устойчивости целесообразно только на передней подвеске. Введение стабилизаторов поперечной устойчивости в конструкцию задней подвески ведет к неоправданному усложнению и удорожанию автомобиля в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **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.

УДК 629.3

Л. Р. Мамин, аспирант, E-mail: Perseval@yandex.ru,
В. В. Румянцев, канд. техн. наук, Набережночелнинский институт Казанского (Приволжского) федерального университета
E-mail: rvv3902@rambler.ru

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ СРАВНИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С АНАЛОГАМИ КОНКУРЕНТОВ

В настоящей статье рассмотрены методики оценки потребительских свойств грузовых автомобилей и методы оценки качества автомобильной техники. Выявлены их основные недостатки. Предложена программа-методика оценки потребительских свойств грузовых автомобилей с использованием программного продукта, реализованного в среде Microsoft Excel.

Ключевые слова: *экономическая эффективность, потребительские свойства, качество, автомобиль, методика, транспорт, конкурентоспособность, весовые коэффициенты, эксплуатационная эффективность.*

(Рисунок на 2 стр. обложки)

В настоящее время мировой автопарк составляет около 900 млн единиц и приблизительно на 30 % состоит из грузовых автомобилей, а на 70 % — из легковых и автобусов. Каждый год в мире производится 40—45 млн автомобилей, причем около 25 млн заменяют выводимые из эксплуатации транспортные средства, а 20 млн составляют ежегодный прирост мирового автопарка[3].

Параллельно количеству автомобилей непрерывно растут и требования, предъявляемые к транспортным средствам. С одной стороны, действуют все более жесткие нормативные требования, оговаривающие безопасность транспортного средства к окружающей среде и к другим участникам дорожного движения. С другой стороны, растущая конкуренция стимулирует рост потребительских качеств.

В современных условиях потребитель выбирает только тот товар, который наиболее полно удовлетворяет его требованиям. Поэтому необходимо иметь точный и удобный инструмент для оценки экономической эффективности и качества изделий не только на этапе их эксплуатации, но и на этапе разработки. К таким изделиям относится автомобильная техника. Для оценки экономической эффективности и качества автомобильной техники предлагались различные решения. Они разрабатывались как на уровне отраслевой науки, так и академической.

Ранее в работе [2] рассмотрены прикладная программа "Авто-инвест" [1] и методика, предложенная ФГУП "НАМИ", позволяющие оценить экономическую эффективность и качество автомобильной техники, и приведены основные недостатки, которые заключались в следующем:

— отсутствует учет расхода горюче-смазочных материалов (ГСМ) современных автомобилей, оборудованных двигателями экологического уровня Евро 4 и Евро 5, системой SCR (Selective Catalyst Reduction), у которых наряду с затратами на ГСМ, необходимо учитывать затраты на жидкость (Adblue) для обработки отработавших газов;

— требует уточнения методика расчета обязательного страхования автогражданской ответственности (ОСАГО) и транспортного налога;

— необходима доработка методики расчета затрат на выполнение транспортной работы автомобилями;

— применяемый метод "профилей не учитывает весомость единичных показателей качества, т. е. все характеристики принимаются равноценными с точки зрения потребителя.

Для устранения приведенных выше недостатков в [2] предложена методика оценки потребительских

Таблица 1

Матрица весовых коэффициентов

Семейства а/м КАМАЗ	Весовые коэффициенты						
	Размерные (дорожный просвет, объем кабины, база)	Силовые (грузоподъемность, рабочий объем двигателя, максимальный крутящий момент)	Динамические (максимальная скорость, выбег со скорости 100 км/ч)	Экономические (чистая текущая стоимость, затраты на 1 км пробега, годовая производительность)	Надежности (ресурс до списания, наработка на отказ)	Нормативные (экологичность (Евро 3,4), внешний, внутренний шум)	Сумма весовых коэффициентов
Среднетоннажные	0,1408	0,1608	0,1808	0,1958	0,1608	0,1608	1,00
Ранг	6	3	2	1	3	3	
Легкие транспортные	0,1271	0,1796	0,1796	0,1821	0,1671	0,1646	1,00
Ранг	6	2	2	1	4	5	
Тяжелые транспортные	0,1467	0,1842	0,1592	0,1892	0,1792	0,1417	1,00
Ранг	5	2	4	1	3	6	
Тяжелые	0,1596	0,1846	0,1496	0,1796	0,1871	0,1396	1,00
Ранг	4	2	5	3	1	6	
Магистральные	0,1304	0,1742	0,1767	0,1854	0,1704	0,1629	1,00
Ранг	6	3	2	1	4	5	
Полноприводные	0,2158	0,1733	0,1633	0,1433	0,1758	0,1283	1,00
Ранг	1	3	4	5	2	6	

свойств грузовых автомобилей, реализованная в виде программы в среде MS Excel, а именно:

1. разработана матрица весовых коэффициентов по семействам грузовых автомобилей;

2. сформирован единый лист по вводу исходных данных;

3. уточнена методика расчета ГСМ для двигателей стандарта Евро 4 и Евро 5, оборудованных системой селективной каталитической нейтрализации (SCR);

4. уточнена методика расчета страхования ОСАГО и транспортного налога и обновлены тарифные ставки;

5. уточнена методика расчета затрат на выполнение транспортной работы автомобилями.

Разработанная методика базируется на экспериментальных (применительно к автомобилям КАМАЗ) и экспертных данных и является результатом учета положительных моментов вышеперечисленных методик, их адаптации с целью наиболее полного расчета эксплуатационной эффективности и определения уровня качеств автомобиля.

Применение этой методики на практике показало, что, с одной стороны, большое количество параметров, по которым оценивается качество автомобилей, позволяет всецело рассмотреть сравниваемые автомобили, а с другой — усложняет и увеличивает время на подготовку исходных данных. В основном это относится к "субъективным" составляющим, т. е. весовым коэффициентам.

С целью повышения объективности результатов оценки предложены следующие решения.

1. Оптимизированы (минимизированы) параметры по оценке качества автомобилей.

2. Разработана новая матрица весовых коэффициентов (табл. 1).

Таблица 2

Расчет коэффициента качества грузовых автомобилей

Признак группы	Коэффициент весомости группы	Показатели качества	КАМАЗ 65115 (740.62-280) Евро 3	КАМАЗ 65115 (740.70-280) Евро 4	DongFeng DFL3251A-375 Евро 4	MAN TGA 26.320 Евро 4	Volvo FM400 Евро 4
1. Размерные		**Прямые**					
		1.1. Дорожный просвет, мм	310,00	310,00	341,00	372,00	372,00
		1.2. Передний угол свеса, град.	24,00	24,00	26,40	28,80	28,80
		1.3. Задний угол свеса, град.	23,00	23,00	25,30	27,60	27,60
		1.4. Объем фургона, м куб.	44,70	44,70	44,70	44,70	44,70
		1.5. Объем топливного бака, л	350,00	350,00	400,00	400,00	400,00
		Обратные					
		1.6. База, мм	3850,00	3850,00	4475,00	4620,00	3900,00
		1.7. Погрузочная высота, мм	1475,00	1475,00	1480,00	1770,00	1320,00
ИТОГО по группе	0,1408		0,6726	0,6726	0,7065	0,7143	0,7729
2. Силовые		**Прямые**					
		2.1. Грузоподъемность, т	14,65	14,65	19,15	14,19	25,00
		2.2. Номинальная мощность двигателя, кВт	206,00	206,00	275,74	235,00	294,12
		2.3. Максимальный крутящий момент двигателя, Н · м	1300,00	1300,00	1300,00	1300,00	1300,00
		2.4. Рабочий объем двигателя, л	11,76	11,76	8,90	10,52	10,52
		2.5. Передаточное число главной передачи	5,43	5,43	5,43	5,43	5,43
		Обратные					
		2.6. Снаряженная масса, т	10,55	10,55	13,85	11,82	12,00
		2.7. Полная масса, т	25,20	25,20	33,00	26,00	37,00
ИТОГО по группе	0,1608		0,6919	0,6919	0,6526	0,6721	0,7183
3. Динамические		**Прямые**					
		3.1. Максимальная скорость, км/ч	100,00	110,00	80,00	95,00	90,00
		3.2. Средняя техническая скорость, км/ч	46,59	46,59	46,88	48,77	48,48
		3.3. Средняя эксплуатационная скорость, км/ч	28,53	29,40	25,83	31,83	24,87
		Обратные					
		3.4. Разгон до 60 км/ч, с	32,50	29,70	34,20	35,80	36,30
ИТОГО по группе	0,1808		0,7164	0,7652	0,6395	0,7194	0,6484

4. Экономические		**Прямые**					
		4.1. Чистая текущая стоимость, руб	2024921,96	2557532,73	1675505,85	2700628,33	3253705,65
		4.2. Рентабельность инвестиций	0,95	1,12	0,70	0,63	0,81
		4.3. Годовая производительность, т · км	688570,25	756792,58	795168,74	922046,67	1275432,01
		4.4. Бюджетный эффект, руб	1737267,00	1973295,00	1771951,00	2369751,00	2850692,00
		4.5. Периодичность смены смазки двигателя, км	30000,00	30000,00	15000,00	50000,00	50000,00
		4.6. Внутренний коэффициент окупаемости, %	32,32	35,64	27,28	25,79	29,57
		Обратные					
		4.7. Контрольный расход топлива, л/100 км	26,38	24,42	31,15	23,80	34,20
		4.8. Срок текущей окупаемости, лет	2,92	2,69	3,35	3,51	3,15
		4.9. Эксплуатационные затраты, руб./т · км	1,77	1,64	1,58	1,74	1,23
		4.10. Затраты на 1 км пробега, руб.	19,50	18,06	22,77	18,56	23,20
		4.11. Расход масла на угар, %	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
		4.12. Удельные затраты на ТОР, руб./км	2,83	2,43	3,25	2,24	2,61
		4.13. Стоимость топлива на 100 км пути, руб.	758,20	701,68	895,19	683,96	982,84
		4.14. Стоимость нормо-часа, руб./ч	550,00	550,00	550,00	550,00	550,00
		4.15. Годовая себестоимость, тыс. руб.	1245551,64	1269396,61	1291160,35	1637032,88	1577134,73
ИТОГО по группе	0,1958		0,3522	0,4169	0,2673	0,3869	0,4132
5. Надежности		**Прямые**					
		5.1. Ресурс до списания, тыс. км	850000,00	1200000,00	700000,00	1700000,00	1700000,00
		5.2. Наработка на отказ, тыс. км	30,00	30,00	25,00	45,00	45,00
		5.3. Периодичность ТО-2, тыс. км	30,00	30,00	30,00	40,00	40,00
ИТОГО по группе	0,1608		0,6389	0,7075	0,5724	1,0000	1,0000
6. Нормативные		**Прямые**					
		6.1. Экологичность (Евро 3 – 3, Евро 3 — 3, Евро 2 — 2, Евро 1 — 1)	3,00	4,00	4,00	4,00	4,00
		6.2. АБС (есть —1, нет — 0)	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
ИТОГО по группе	0,1608		0,8750	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
КОЭФФИЦИЕНТ КАЧЕСТВА без учета весов			0,6578	0,7090	0,6397	0,7488	0,7588
КОЭФФИЦИЕНТ КАЧЕСТВА с учетом весов			0,6479	0,7005	0,6252	0,7361	0,7440
МЕСТО по качеству			4	3	5	2	1

3. Уточнена методика расчета комплексного критерия потребительских свойств сравниваемых автомобилей.

Пример использования указанной (обновленной) программы-методики приведен в табл. 2.

Результаты сравнительной оценки потребительских свойств автомобилей КАМАЗ с аналогами конкурентов представлены на рисунке (см. на 2 стр. обложки).

Из расчетов видно, что по коэффициенту качества из числа рассмотренных лидирующую позицию занимает автомобиль Volvo FM400 с двигателем экологического уровня Евро 4 (коэффициент качества с учетом весов 0,7440). На втором месте автомобиль MAN TGA 26.320 Евро 4 (0,7361). Третье место занимает автомобиль КАМАЗ 65115 Евро 4 (0,7005). Четвертое и пятое места принадлежат автомобилям КАМАЗ 65115 с двигателем экологического уровня Евро 3 и DongFeng DFL3251A-375 Евро 4 (коэффициент качества с учетом весов 0,6479 и 0,6252, соответственно).

Самым экономически эффективным является автомобиль КАМАЗ 65115 Евро 4 с групповым коэффициентом качества с учетом весов 0,0816, следом идут автомобили Volvo и MAN (соответственно 0,0809 и 0,0757). По размерным и силовым показателям лидирующую позицию занимает автомобиль Volvo (соответственно 0,1088 и 0,1155). В группе показателей надежности два лидера — автомобили MAN и Volvo (групповой коэффициент качества 0,1608), за ними — автомобиль КАМАЗ 65115 Евро 4 (0,1138).

Следует отметить, что относительная разница в оценке коэффициента качества по предложенной методике между Volvo FM400 и КАМАЗ 65115 составляет 6 %. Насколько это соответствует действительности судить потребителю и "росту-снижению" продаж данных автомобилей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Фасхиев Х. А.** Оценка экономической эффективности и выбор подвижного состава/ Фасхиев Х. А., Нуретдинов Д. И., Гарифов А. Г. — Набережные Челны: Изд-во Камской государственной инженерно-экономической академии, 2006. — 306 с.; Библиогр. С. 253—261.
2. **Материалы** 77-й международной научно-технической конференции ААИ "Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров", Секция 11 "Конкурентоспособность и инновации в автотракторостроении", "Оценка потребительских свойств грузовых автомобилей", д.т.н. проф. Шибаков В. Г., асп. Мамин Л. Р. Камская государственная инженерно-экономическая академия, 2012 г. С. 181—189.
3. **Журнал** "Международные автомобильные перевозки" [Электронный ресурс] / Официальное издание Ассоциации международных автомобильных перевозчиков (АСМАП). Режим доступа: http://www.map.asmap.ru/4(68)_06/toplivo.htm, свободный. — Загл. с экрана. — Яз. рус.

День строителя

Компания "ЧЕТРА-Промышленные машины" приняла участие в грандиозном празднике -Дне строителя, отмечавшемся в Екатеринбурге в Центральном парке культуры и отдыха имени В. В. Маяковского.

В рамках мероприятия прошел фестиваль строительной спецтехники, для которого "ЧЕТРА-Промышленные машины" привезла в столицу Урала свои мини-погрузчики ЧЕТРА МКСМ — модели 800А-1 и 1000А-1.

В обычные дни эффективно решающие множество задач в строительной и коммунальной сфере ЧЕТРА МКСМ поздравили екатеринбуржцев с Днем строителя, исполнив знаменитый "Танец маленьких лебедей", завоевавший любовь телезрителей в программе "Минута славы" на Первом канале. При этом в кабинах мини-погрузчиков находились менеджеры "ЧЕТРА-ПМ", что еще раз подчеркивает легкость управления машинами и их маневренность.

После демо-шоу гости стенда ЧЕТРА смогли не только детально ознакомиться с техникой, но и,пройдя подробный инструктаж, смогли попробовать свои силы в качестве водителей мини-погрузчиков ЧЕТРА МКСМ, приняв участие в различных соревнованиях, придуманных специалистами компании.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

УДК 656.13:334.7:330.123.3

А. Н. Ременцов, д-р пед. наук, проф., **В. А. Зенченко**, канд. техн. наук, проф.,
П. Б. Фетисов, МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

НЕОБХОДИМОСТЬ УПРАВЛЕНИЯ ОБЪЕМАМИ ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ НА АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Последние десятилетие застало российскую экономику как в состоянии стремительного подъема, так и в условиях сильнейшего спада в результате финансового кризиса.

Ключевые слова: *рынок автомобильных перевозок, расходы на запасные части, уровень запасов, перевозки, рынок грузовых автомобилей.*

По данным рейтингового агентства "Эксперт РА" в строительной отрасли за шесть предкризисных лет рост составил почти 500 %, в металлургии — 450 %, в электротехнике — почти 200 %, в пищевой промышленности — 400 %, в машиностроении и металлообработке — 500 %!

Анализируя текущее состояние отрасли, становится понятно, что пострадавший в результате мирового финансового кризиса рынок автомобильных перевозок проявляет признаки оживления (рисунок).

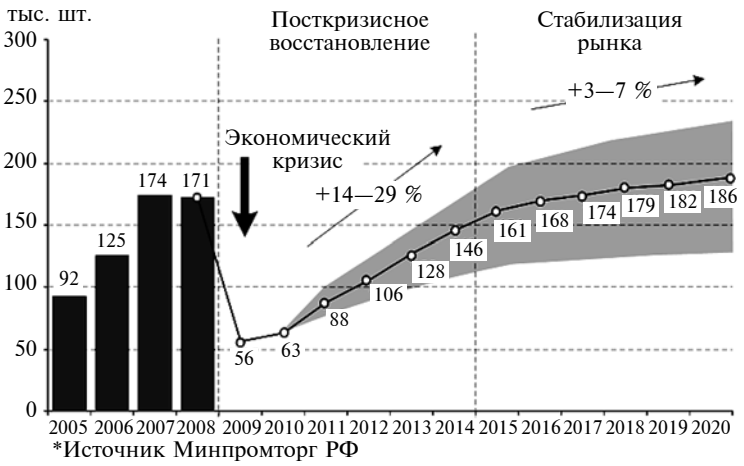
По данным аналитического агентства "Автостат" рынок грузовых автомобилей будет увеличивать свой объем от 14 до 29 % и должен полностью восстановиться в 2014 г. Одновременно увеличивается доля как произведенных, так и импортируемых грузовых автомобилей иностранного производства, которые являются более дорогостоящими в плане приобретения и стоимости запасных частей.

Вышеотмеченные факторы приводят к существенному увеличению эксплуатационных расходов, которые состоят из: топлива; амортизации или лизинга; заработной платы; технического обслуживания и ремонта; запасных частей; налогов; прочих расходов.

При этом расходы на запасные части при эксплуатации автотранспортных средств составляют от 15 до 25 % в структуре расходов. Столь значимые эксплуатационные расходы нуждаются в постоянной оптимизации, которая заключается в анализе цепочек формирования стоимости и их воздействия на управленческие процессы. Одним из таких процессов является материально-техническое снабжение и управление запасами материальных ресурсов.

Рациональное управление запасами создает равномерность и стабильность функционирования производственных процессов ТО и ремонта АТС в условиях возможных существенных колебаний спроса на запасные части (ЗЧ) и может быть обеспечено путем формирования рациональных уровней запасов и оптимизации интервалов их поставок.

Спектр методов управления запасами ЗЧ весьма широк: от эвристических методов или использования принципов, базирующихся на нормативных подходах по планированию потребности и управлению запасами автомобильных запасных частей до сложных вероятностных, учитывающих неопределенность спроса или сроков поставки заказов.



Перспективы развития рынка грузовых автомобилей (источник Минпромторг РФ)

В то же время, при выборе метода управления запасами необходимо учитывать особенности в поддержании высоких уровней запасов. Известно, что наличие товарных запасов, в данном случае запасов ЗЧ АТС, приводит к замораживанию капитала, овеществленного в этих запасах. Этот капитал представляет для организации потерянную стоимость в форме неиспользованных возможностей инвестирования или невыплаченных процентов.

Наличие запасов вызывает определенные издержки, связанные с их хранением (необходимые площади, оборудование, персонал, затраты на управление запасами, их страхование и т. д.). В то же время следует принимать во внимание, что спрос на необходимые комплектующие (агрегаты, механизмы, узлы, детали) для обеспечения своевременности ремонта содержит долю неопределенности. Поэтому снижение уровня запасов приводит к увеличению вероятности того, что возникает дефицит в запасных частях, что уже само по себе является источником несвоевременности обслуживания и ремонта АТС и, в конечном итоге, источником убытков в сфере перевозок и обслуживания клиентов.

Целью управления запасами и использования для этого соответствующих моделей является помощь лицам, принимающим решения, в определении рациональных (или оптимальных) уровней заказов и сроков их подачи. При этом политика организации подачи заказов должна обеспечивать минимизацию общих издержек и потерь на хранение, приобретение, а также возможных убытков вследствие отсутствия необходимых запасных частей и элементов.

Постоянное использование методов управления запасами ЗЧ, адаптированных под особенности перевозки и автопредприятия, создает устойчивое во времени и не досягаемое для других участников рынка конкурентное преимущество. Так, на примере компании "ТрансМан", специализирующейся на перевозках строительных материалов, использование одного из методов позволило на 40 % снизить объем запасов ЗЧ, а также существенно уменьшить значение общих годовых издержек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Основы** финансового менеджмента. 12-е издание. Джеймс К. Ван Хорн, Джон М. Вахович, мл. М. ООО "И. Д. Вильямс", 2008. 1232 с.
2. **Кузнецов Е. С.** Управление технической эксплуатацией автомобилей. — М.: Транспорт, 1990. 272 с.
3. **Котлер Ф.** Маркетинг. Менеджмент. СПб.: Питер, 2001. 438 с.
4. http://www.autostat.ru/

Для Дальнего Востока

Компания "ЧЕТРА-Промышленные машины" подписала контракт на поставку семи бульдозеров ЧЕТРА предприятию ОАО "Дальневосточная генерирующая компания" (ДГК), производящему тепловую и электрическую энергию, а также обеспечивающему централизованное теплоснабжение в Хабаровском и Приморском краях, Амурской области, Еврейской автономной области и южном районе Республики Саха (Якутия).

Четыре бульдозера ЧЕТРА Т25, два бульдозера ЧЕТРА Т15 и бульдозер ЧЕТРА Т35 для технологического парка ДГК поставит официальный дилер "ЧЕТРА-ПМ" — ОАО "Горнопромышленная финансовая компания".

Трактор ЧЕТРА Т35 предназначен для работы на тепловой электростанции "Нерюнгринская ГРЭС", входящей в состав ОАО "ДГК" и расположенной в Нерюнгринском районе республики Саха России.

Напомним, что благодаря конструкторским и технологическим решениям бульдозеры ЧЕТРА Т35 имеют большую производительность и успешно выполняют тяжелую землеройную работу, в том числе, разрабатывая мерзлые и скальные грунты, и эффективно работают не только в гидротехническом, но и промышленном, а также нефтегазовом строительстве. Оснащаются ЧЕТРА Т35 дизельными двигателями QSK19-C650 мощностью 490 л. с. фирмы Cummins, а так же ЯМЗ 850.10 мощностью 520 л. с., обеспечивающими машинам повышенные тяговые свойства при выполнении тяжелых работ.

Бульдозеры ЧЕТРА Т25 и ЧЕТРА Т15 готовится эксплуатировать входящая в состав "ДГК" компания "Лучегорский угольный разрез", занимающаяся добычей угля открытым способом на одноименном угольном месторождении, располагающемся в Приморском крае. ЧЕТРА Т25 и ЧЕТРА Т15 агрегатируются двигателями Cummins мощностью 419 л. с. и 245 л. с. либо ЯМЗ 405 л. с. и 238 л. с. соответственно.

Бульдозеры ЧЕТРА имеют модульную конструкцию всех узлов и систем: трансмиссии, ходовой системы, рабочего оборудования, системы охлаждения трактора, кабины и управления трактором. Такое конструкторское решение обеспечивает упрощенное и удобное техническое обслуживание машины при проверке и дозаправке всех систем промышленного трактора, возможность снятия и установки узлов силовой передачи отдельными модулями, и последующего их ремонта.

При этом землеройные машины ЧЕТРА могут эксплуатироваться при климатических условиях от –50 до +35 °С. На бульдозерах установлена кабина с двойным остеклением, обеспечивающая максимальный обзор оборудования и рабочих зон. Одновременно шумопоглощающая обивка кабины, подрессоренное и регулируемое сиденье сводят к минимуму шум и вибрации, обеспечивая благоприятные условия труда для оператора бульдозера.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

УДК 621.355.2

А. А. Кочуров, канд. техн. наук, Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище (военный институт)
E-mail: a_lucky@mail.ru

ВЛИЯНИЕ УСТРОЙСТВА СЕПАРАТОРОВ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СВИНЦОВОГО АККУМУЛЯТОРА

В статье представлены результаты экспериментального исследования влияния устройства сепараторов, в частности расположения ребер на его поверхности, на интенсивность протекания диффузионных процессов в электролите в процессе работы свинцового кислотного аккумулятора, обусловленных различием плотности электролита в межэлектродном пространстве и объемах свободного электролита.

Ключевые слова: *свинцовый кислотный аккумулятор, сепаратор, объем свободного электролита, диффузия.*

(Рисунки на обложке, 2-я, 3-я полосы)

Принцип работы свинцового кислотного аккумулятора основан на протекании в электролите токообразующей электрохимической реакции между положительными и отрицательными электродами, разделенными друг от друга сепараторами для исключения короткого замыкания.

При этом [1—3] сепараторы обеспечивают необходимый для протекания токообразующей реакции запас электролита, условия его диффузии и конвекции в межэлектродном пространстве, фиксируют зазор между электродами и исключают вероятность их сдвига при тряске и вибрации, препятствуют разбуханию отрицательных электродов и оплыванию активной массы положительных электродов. Для этого на стенках сепараторов, обращенных к положительным электродам, выполнены вертикальные ребра, высота которых, как правило, превышает половину толщины электрода, а на сторонах, обращенных к отрицательным электродам, могут выполняться ребра высотой 0,2—0,3 мм.

Эксперимент на аккумуляторах 6МТС-9, 3МТС-18 и 6СТ-50 установил, что объем электролита, сосредоточенного в порах электродов, сепараторов и междуэлектродном пространстве, для разных типов аккумуляторов составляет от 45 до 55 % общего объема электролита аккумулятора и согласно выполненным расчетам обеспечивает лишь 55—60 % отдаваемой аккумулятором емкости. В связи с этим для обеспечения номинальной емкости аккумулятора в процессе разряда обязательным является использование свободного электролита 1 (рис. 1), расположенного в моноблоке аккумулятора сверху — над электродами, и 2, расположенного в пространстве между вертикальными ребрами электродов 4 и боковыми стенками моноблока 3.

Одним из недостатков свинцовых кислотных аккумуляторов, оснащенных сепараторами с вертикальными ребрами, является неравномерность распределения плотности электролита по высоте в приэлектродном слое между поверхностями электродов и сепараторов, обусловленная затруднениями диффузии свежего электролита в процессе разряда аккумулятора из верхнего — надэлектродного слоя и пространства между вертикальными ребрами электродов и боковыми стенками моноблока. Такое расположение ребер сепараторов предопределяет диффузию свежего электролита в большей степени из верхнего — надэлектродного слоя электролита, ограничивая его доступ из пространства между вертикальными ребрами электродов и боковыми стенками моноблока. В результате в процессе работы плотность электролита в объеме свободного электролита выше плотности электролита в междуэлектродном пространстве.

Это приводит к ухудшению электрических характеристик аккумуляторов, в частности, снижению величины и продолжительности отдаваемого тока в режиме короткого ($I_р \geqslant 1C_{ном}$) и форсированного ($I_р \geqslant 3C_{ном}$) разрядов [4], что, в свою очередь, способствует неравномерному нагружению поверхности электродов при разряде, их деформации, неравномерному разрушению (коррозии) решетки положительных электродов (рис. 2) [5]. При этом снижение отдаваемого тока под нагрузкой наиболее заметно в условиях понижения температуры окружающего воздуха до отрицательных значений.

Выполненные автором исследования показали, что улучшить условия протекания диффузионных процессов электролита при работе аккумулятора, обусловленных различием плотности электролита в межэлектродном пространстве и объемах свободного электролита, можно в случае изменения устройства сепарато-

ров, в частности изменением расположения ребер на их поверхности.

В исследовательских целях были изготовлены и испытаны сепараторы, у которых ребра располагались вертикально, наклонно (45 и 20°) и горизонтально (рис. 3).

Методика исследований заключалась в следующем. Образец сепаратора помещался в резервуар (рис. 3, *г*), одна из стенок которого была выполнена из органического стекла таким образом, чтобы ребра сепаратора плотно прижимались к прозрачной стенке. После этого в емкость заливался электролит низкой плотности (ρ = 1,05—1,10 г/см^3) до уровня, превышающего верхнюю грань сепаратора на 3 мм.

Затем брался электролит повышенной плотности (ρ = 1,20—1,27 г/см^3), в котором предварительно, для придания окраски, растворялся марганцовокислый калий ($KMnO_4$) и дополнительно заливался в емкость с установленным сепаратором до уровня, превышающего верхнюю грань сепаратора на 3 см.

С момента заливки электролита повышенной плотности в емкость весь процесс диффузии электролита из верхнего — надэлектродного слоя и пространства между вертикальными гранями сепаратора и боковыми стенками емкости в пространство между сепаратором и прозрачной стенкой емкости регистрировался видеокамерой (рис. 4).

Эффективность протекания диффузионных процессов при разном исполнении ребер сепараторов оценивалась по времени полного заполнения электролитом повышенной плотности пространства между сепаратором и прозрачной стенкой емкости и равномерности его заполнения. Испытания проводились при температуре электролита 20 и минус 12 °С. Установлено, что при вертикальном расположении ребер сепаратора процесс диффузии электролита повышенной плотности в пространство между сепаратором и прозрачной стенкой емкости осуществляется в основном из верхнего — надэлектродного слоя электролита. При этом не обеспечивается равномерность его поступления ко всей поверхности сепаратора, особенно по высоте (рис. 4, *а*).

При наклонном расположении ребер сепаратора процесс диффузии электролита повышенной плотности в пространство между сепаратором и прозрачной стенкой емкости осуществляется одновременно как из верхнего — надэлектродного слоя, так и из пространства между вертикальными гранями сепаратора и боковыми стенками емкости. При этом обеспечивается равномерность его поступления ко всей поверхности сепаратора (рис. 4, *б*).

Вместе с тем установлено, что угол наклона ребер сепараторов влияет на скорость диффузии свежего электролита в приэлектродное пространство (рис. 5). При прочих равных условиях наибольшая скорость диффузии имеет место при расположении ребер сепараторов под углом 45° (образец 1). Угол наклона ребер следует выбирать с учетом размера сепаратора и расстояния между ребрами.

При горизонтальном расположении ребер сепаратора процесс диффузии электролита повышенной плотности в пространство между сепаратором и прозрачной стенкой емкости осуществляется только из пространства между вертикальными гранями сепаратора и боковыми стенками емкости. При этом также обеспечивается достаточно высокая равномерность его поступления ко всей поверхности сепаратора (рис. 4, *в*).

Исполнение ребер наклонно и симметрично на левой и правой половине поверхности сепаратора (см. рис. 3, *а*) обеспечивает доступ свежего электролита к активной массе положительных электродов как из объема 1 (см. рис. 1) свободного электролита, расположенного над электродами, так и из объемов 2, расположенных между вертикальными стенками 3 моноблока и боковыми гранями блока электродов 4.

Смещение ребер левой половины сепаратора вдоль осевой линии относительно ребер его правой половины обеспечивает надежную диффузию свежего электролита к участкам поверхности электродов, расположенным ближе к вертикальной осевой линии электрода, и тем самым, обеспечивает равномерность работы активной массы всей поверхности электрода при разряде. При этом меньшее сопротивление диффузии свежего электролита имеет место при смещении ребер левой половины сепаратора относительно ребер его правой половины на величину, равную половине расстояния между ребрами вдоль осевой линии сепаратора.

Таким образом, результаты исследования показали, что при оснащении аккумуляторных батарей сепараторами с наклонными ребрами за счет улучшения диффузии электролита в приэлектродное прстранство можно ожидать улучшения таких характеристик свинцовых аккумуляторов, как величина и продолжительность отдаваемого тока в режиме короткого ($I_р \geqslant 1C_{ном}$) и форсированного ($I_р \geqslant 3C_{ном}$) разрядов, характерного для стартерного режима при пуске двигателя, повышения резервной емкости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Акимов С. В.** Электрооборудование автомобилей [Текст]: учебник для автодор. вузов / С. В. Акимов, Ю. П. Чижков. М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2003. 384 с.
2. **Курзуков Н. И.** Стартерный аккумулятор на автомобиле [Текст] / Н. И. Курзуков. — Nikkel Ltd, 2009. 96 с.
3. **Русин А. И.** Свинцовые аккумуляторы [Текст]: справочное пособие / А. И. Русин, Л. Д. Хегай. Санкт-Петербург, 2009. — 215 с.
4. **Варыпаев В. Н.** Химические источники тока [Текст]: уч. пособие / В. Н. Варыпаев, М. А. Дасоян, В. А. Никольский; под ред. В. Н. Варыпаева. М.: Высш. школа., 1990. 240 с.
5. **Кочуров А. А.** Теоретические основы решения проблемы увеличения сроков службы аккумуляторных батарей при хранении и повышения эффективности способов их восстановления [Текст] / А. А. Кочуров, Н. П. Шевченко, В. Ю. Гумелев. Рязань: РВАИ, 2009. 249 с.

УДК 656.135:004.9

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

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПРОЦЕССОВ

Важным направлением инновационного развития и применения современных технологий в сфере автомобильного транспорта является информационное обеспечение транспортных процессов. Эффективностью использования информационной системы обеспечивается сокращение времени в пути. При этом удается наиболее рационально распределить нагрузку улично-дорожной сети города или сети дорог, гармонизировать параметры транспортного потока, т. е. повысить динамическую пропускную способность участка.

Ключевые слова: *информационная система, повышение эффективности, транспортные средства, грузовые перевозки, коэффициент эффективности, контроль работы.*

Внедрение современной информационной системы связи на автотранспортных предприятиях и переход на новую систему планирования, управления процессами перевозок способствовали повышению эффективности использования автомобилей и производственных фондов предприятия. В целом на АТП возросли основные технико-эксплуатационные показатели работы транспортных средств, повысилась выработка на одну тонну грузоподъемности, снизились издержки на осуществление грузовых перевозок.

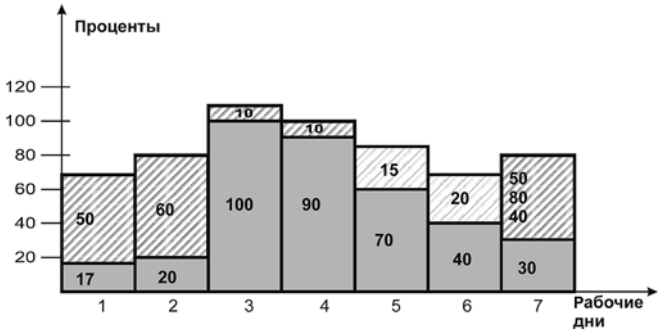
Крупным резервом лучшего использования транспортных средств является сокращение простоев под погрузочно-разгрузочными операциями. Простои под погрузкой и выгрузкой грузовых автомобилей составляют 16—17 %, непроизводительные простои — более 18 % [2].

В результате анализов полученных заказов на перевозки можно определить закономерности повторения конкретных видов заказов, вида грузов, направление и клиентов. На рисунке представлены распределения выполненных объемов автоперевозок в зависимости от вида перевозок.

В связи с улучшением управляемости автоперевозочных процессов (коэффициент эффективности выполнения заказов составил 0,9—0,95) и качества обслуживания доля постоянных заказчиков и объемы возросли до 60 %. Поэтому для постоянных клиентов предусмотрены скидки по оплате до 10—15 % и выполнения заказов без предоплаты [3].

Сравнительные показатели одного из АТП показаны в таблице.

К основным эффектам внедрения можно отнести контроль работы водителей на линии, исключение нерационального и несанкционированного использования транспорта; снижение затрат на за-



Распределение видов автоперевозок за неделю:

а — междугородные перевозки; *б* — городские перевозки

Сравнительные показатели автотранспортного предприятия ТОО "Аул-Нур"

Показатели	Значение показателей	
	до внедрения	после внедрения
Объем работы,т · км	3 517 051	3 517 051
Количество автомобилей, ед.	32	27
Общий пробег автомобилей, км	1 750 648	1 559 667
Общая продолжительность выполнения заказов	117 146	79 168
Эксплуатационные затраты, тг.	180 240	148 129
Заработная плата водителей, тг	36 664	36 664
Управленческие затраты, тг	—	1242
Списочный состав автомобилей, ед.	227,9	154,0
Привлеченное основное средство, тг	12 021	8 122
Общая сумма затраты, тг.	4 228 925	2 794 157

пчасти и на ГСМ при комплексном внедрении систем управления и мониторинга составляет 25—30 %; сокращение времени простоя транспортных средств — на 10 %; увеличение оборачиваемости транспорта, продолжительность условной оборачиваемости автомобиля уменьшена с 4,26 до 2,88 ч.

Общая экономия по автотранспортному предприятию ТОО "Аул-Нур" составляет 1434 768 тенге или 10 000 долларов США.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Жанбиров Ж. Г., Калиев Е., Камбарова А. А.** Моделирование надежности эксплуатаций грузовых автомобилей в условиях Алматинской области // Сб. мат.МНПК КАДУ им. Гончарова, Алматы. 2008.
2. **Камбарова А. А.** Көлік кәсіпорындарының қызметін жоспарлау мен басқару ерекшеліктері // Вестник Каз. АТК, Алматы. 2009. № 5. С. 100—104.
3. **Камбарова А. А.** Көлік қызметтерінде ақпараттар жүйесін пайдалану тиімділіктері // Вестник Каз. АТК, Алматы. 2009. № 5. С. 104—109.

Сайт "КАМАЗа" — второй

Официальный сайт ОАО "КАМАЗ" (kamaz.ru) занял второе место в рейтинге веб-сайтов ведущих российских коммерческих организаций.

Такие данные приведены Рейтинговым порталом Arcaler Scorecard, специалисты которого рассмотрели более 20 веб-ресурсов ведущих российских коммерческих организаций. В лидирующую тройку итогового рейтинга вошли сайты компаний: "Росбизнесконсалтинг" (1.07QI), "КАМАЗ" (1.00QI) и Ростелеком (0.42QI).

Согласно обзору, в первую рейтинговую десятку вошли также сайты организаций: "Газпром", "Вимм-Билль-Данн", "Лукойл", РАО "ЕЭС России", "Норильский никель", "Северсталь", "Татнефть" (http://www.iatp.am/arcaler_scorecard/xls/rco.htm).

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 656.13:519.233.5(075)

Н. К. Клепик, канд. техн. наук, доц., **Нгуен Суан Хиен**, магистрант, **Хоанг Ань**, студент,
Волгоградский государственный технический университет
E-mail: hamixxu2202@gmail.com

ВЗАИМОСВЯЗЬ МЕЖДУ ЦЕНОЙ, ГОДОМ ВЫПУСКА И ПРОБЕГОМ АВТОМОБИЛЯ

В статье рассмотрено влияние года выпуска и пробега на цену автомобиля с помощью корреляционно-регрессионного анализа.

Ключевые слова: *корреляционно-регрессионный анализ, цена автомобиля, год выпуска, пробег.*

Планируя начало и развитие автомобильного бизнеса, предпринимателям необходимо учитывать факторы, которые влияют на цену автомобиля. Прежде всего это касается рынка подержанных автомобилей. Ведь на новые машины, как правило, цены устанавливает производитель. В ряде случаев он же диктует стоимость автомобиля у дилера.

На вторичном рынке цену определяет владелец машины, посредник и покупатель. Соответственно, каждый из них хочет получить максимальную выгоду и соразмеряет стоимость с ней. Так, неоспоримыми факторами показателя стоимости будут технические характеристики (износ и амортизация автомобиля, количество ремонтов, год выпуска и т. д.), пробег и марка автомобиля.

В работе [2] рассмотрены взаимосвязи между главными параметрами автомобиля (полная масса, максимальная скорость и мощность), методом корреляционно-регрессионного анализа. А в этой статье рассмотрим влияние года выпуска и пробега на цену автомобиля.

Предполагается, что эти параметры линейно зависят от главного параметра x, т. е.:

$$z_i = a_i x + b_i, \quad (1)$$

где a_i и b_i — постоянные.

Анализ был проведен по легковым автомобилям, выпускаемым в мире. При этом учитывались только базовые модели ведущих компаний России, США, Японии и Германии, находящиеся в настоящее время в производстве. С целью нахождения изменения цен легковых автомобилей на рынке по годам в исследовании не рассматривались автомобили большого и высшего классов, автомобили со специальными кузовами (кабриолеты и т. д.) и трансмиссиями (полноприводные), а также спортивные и роскошные. Таким образом, рассматривались легковые автомобили особо малого, малого и среднего классов

Корреляционная таблица цен автомобилей и годов выпуска

n_z	20	44	19	8	5	1	1	1	99
2012—2014	0	0	2	2	0	0	0	1	5
2010—2012	0	0	4	1	1	0	1	0	7
2008—2010	1	5	5	1	3	1	0	0	16
2006—2008	2	14	5	2	1	0	0	0	24
2004—2006	4	12	2	2	0	0	0	0	20
2002—2004	3	10	1	0	0	0	0	0	14
2000—2002	10	3	0	0	0	0	0	0	13
x	100—255	255—410	410—565	565—720	720—875	875—1030	1030—1185	1185—1340	n_x
z									

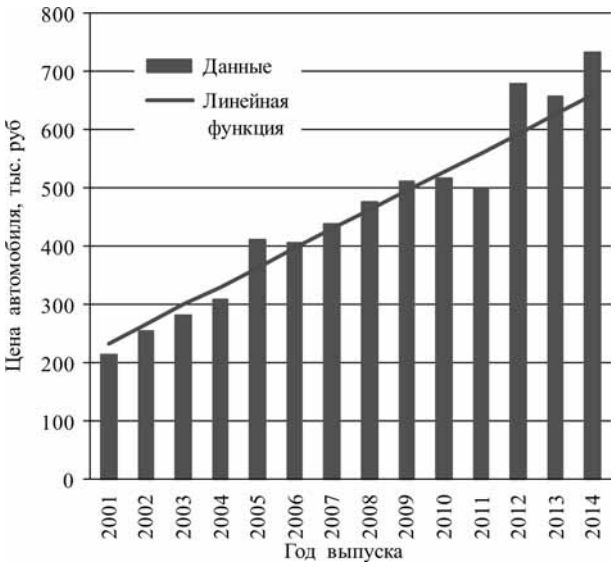


Рис. 1. Зависимость между ценой автомобилей и годом выпуска

с переднеприводной компоновкой с кузовами типа "седан" и "хетчбек". В этом случае выборка составила 99 автомобилей.

В результате предварительной обработки выбранных автомобилей была составлена корреляционная таблица. Далее, при помощи метода произведений было рассчитано корреляционное соотношение, показывающее тесноту связи между признаками.

Рассмотрим взаимосвязь между ценой автомобилей и его годом выпуска.

Уравнение регрессии имеет вид:

$$z_i = a_1 x + a_0, \qquad (2)$$

где z — цена автомобиля (тыс. руб.); x — год выпуска, a_1, a_0 — коэффициенты уравнения регрессии.

Результаты анализа корреляции параметров:

уравнение регрессии

$$z = 32{,}72x - 65\,239{,}7;$$

коэффициент корреляции

$$r_{xz} = 0{,}682;$$

коэффициент детерминации

$$D = 0{,}465.$$

Величина коэффициента детерминации D указывает на то, что между выбранными параметрами существует достаточно высокая корреляционная связь и только теперь имеет смысл использовать регрессионный анализ [1] (рис. 1).

Из связи между ценой автомобилей и его годом выпуска получаем коэффициент корреляции $r_{xz} = 0{,}682 > 0$, и значение коэффициента детерминации $D = 0{,}465$. Это значит, что цена автомобиля пропорциональна году выпуска и зависит на 46,5 %.

Далее рассмотрим взаимосвязи между ценой автомобиля z и его пробегом y.

Результаты анализа корреляции параметров:

уравнение регрессии

$$z = 558{,}8 - 1{,}99y;$$

коэффициент корреляции

$$r_{yz} = -0{,}647;$$

коэффициент детерминации

$$D = 0{,}419.$$

Из значений коэффициентов корреляции $r_{yz} = -0{,}647 < 0$ и детерминации $D = 0{,}419$ следует, что цена автомобиля обратно пропорциональна его пробегам и зависит на 41,9 % (рис. 2).

Как же цена автомобиля зависит от двух параметров: года выпуска и пробега. Естественно, первый способ выравнивания опытных данных их аппроксимация линейной функцией, которая имеет вид:

$$z = + a_1 x + a_2 y, \qquad (3)$$

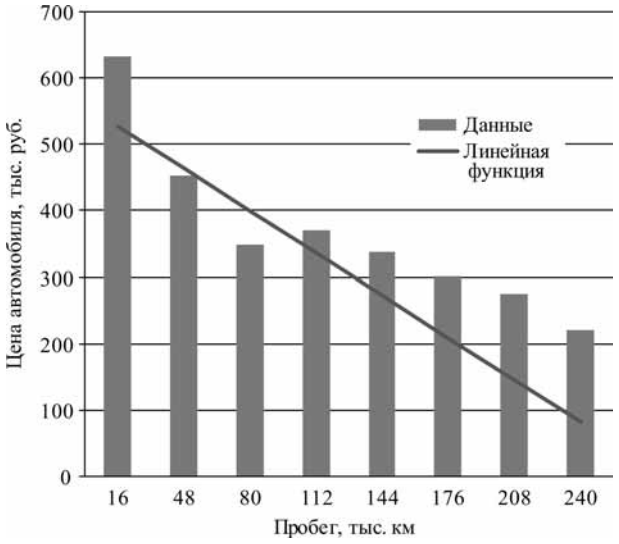


Рис. 2. Зависимость между ценой автомобиля и пробегом

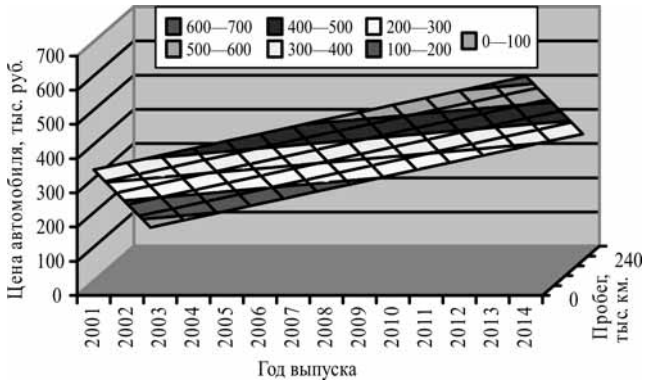


Рис. 3. Взаимосвязь между ценой автомобиля, его годом выпуска и пробегом

где z — цена автомобиля (тыс. руб.), x — год выпуска, y — пробег (тыс. км.), a_1, a_2 — коэффициенты уравнения регрессии.

Результаты анализа корреляции параметров:

уравнение регрессии

$$z = 21{,}02x - 1{,}04y - 41694{,}01;$$

коэффициент корреляции

$$R_{xyz} = 0{,}716;$$

коэффициент детерминации

$$D = 0{,}513.$$

Результаты анализа показаны на рис. 3.

Коэффициент корреляции $R_{xyz} = 0{,}716$ указывает на положительную корреляционную связь. Коэффициент детерминации $D = 0{,}513$ свидетельствует, что более чем на 51,3 % признак "цена автомобиля" зависит от его года выпуска и пробега.

Таким образом, проведенный анализ позволяет сделать вывод, что цена автомобиля значительно зависит от его года выпуска и пробега. Так, автомобиль, который прошел 500 000 км, но не имеет существенных проблем с двигателем, мало кому будет нужен, даже если год его выпуска будет "свежим". Но автомобиль с пробегом не более 100 000 км и годом выпуска более восьми лет будет пользоваться гораздо большим спросом.

Тем не менее при покупке в первую очередь необходимо обратить внимание на качество машины и на те ее особенности, которые влияют на безопасность движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Клепик Н. К.** Корреляционно-регрессионный анализ в задачах автомобильного транспорта: учеб. пособие / Н. К. Клепик, Д. С. Клементьев; ВолгГТУ. Волгоград, 2009. — 60 с.
2. **Клепик Н. К.** Множественный корреляционно-регрессионный анализ параметров однородных транспортных средств / Н. К. Клепик, Суан Хиен Нгуен // Автотранспортное предприятие. — 2013. № 5. С. 54—56.

"КАМАЗ" в Калининграде

В Калининграде прошли "Дни "КАМАЗа", в ходе которых потенциальным потребителям были продемонстрированы все преимущества и возможности камазовской автотехники.

В мероприятии приняли участие топ-менеджеры "КАМАЗа" и его партнеры. Так, генеральный директор Торгово-финансовой компании "КАМАЗ" Герман Гильфанов представил доклад "Модельный ряд ОАО "КАМАЗ". Перспективы развития", директор по газомоторной технике и диверсификации компании Евгений Пронин сообщил об опыте эксплуатации газомоторной техники КАМАЗ, а генеральный директор ОАО "Ремдизель" Фаиз Хафизов рассказал об организации технического надзора камазовских автомобилей.

В рамках "Дней "КАМАЗа" калининградцам продемонстрировали самосвал на шасси КАМАЗ-65115, два бортовых автомобиля, мусоровоз, автобетоносмеситель, а также "газовый" спортивный грузовик команды "КАМАЗ-мастер", который вызвал большой интерес у посетителей.

Цель программы "Дни КАМАЗа" — предоставить максимально полную информацию о камазовской продукции, показать, что из себя представляет завод сегодня, какие новые модели предлагаются потребителю, познакомить с новыми формами клиентского обслуживания и т. д.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

ABSTRACTS OF ARTICLES

6 *Paschenko F. F., Krukovsky L. E., Torshin V. V.* The vehicle of the new century
In article the brief description of a new way of moving and the basic design of the vehicle. The method consists in generating alternating harmonic forces operating in the longitudinal movement direction for wheel pair. While along the supporting surface consistently, continuously and evenly pass in one direction of wave driving forces, causing the vehicle to move in the direction opposite to the motion of the waves. The speed of travel of the vehicle depends on the oscillation frequency of the harmonic forces.
Keywords: Versatile wheeled all-terrain vehicle, the driving wave, the harmonic force, wheel sets, the frequency of oscillation, the point of force application, the phase angle.

10 *Furman V. V.* Electronic system of fuel delivery automatic control in a diesel
An electronic system of fuel delivery automatic control in a locomotive-type diesel engine is described. The results of calculation analysis for the electronically controlled delivery system are presented.
Keywords: diesel engine, control system, fuel delivery control system, measuring valve.

15 *ZenchenkoV. A., Glotov A. N.* Towards the creation of maintenance mode gas power electronic systems drive in the absence information on reliability of elements
The past decade has seen rapid growth author totransportnyh means using gas fuel, the annual increase in that over the last decade is observed both in the domestic and in the world.
Keywords: vehicles, gas fuel, Eco-tech situation, infrastructure, gas consumption, the environment, reduction of harmful effects.

21 *Zhimalin A. V., Moroz S. M.* Rationale for regulation periodicity then as the establishment of a resource KTC commercial freight
Preventive system of maintenance and repair, providing a trouble-free vehicles, reducing wear and aging and increase in MTBF.
Keywords: wear, aging, frequency of retirements from the line of preventive system operating conditions.

24 *Dragunov G. D., Loskutnikov I. A.* Definition of conditions and modes of use of rational transfer gear
The conditions of use and rational modes of transfer gear. Shows the structure of the transfer gear a gear change mechanism can be switched on the go. Presents an analysis of possible algorithms a gear change transfer gear with variable center distance.
Keywords: transfer gear, a gear change, be switched on the go, center distance.

30 *Gorobtsov A. S., Luzgin S. V., Lychagov A. A.* Nvestigation of stabilization of trucks, equipped adjustment elements, while passing maneuver "Lane change"
The results of mathematical simulation of the passage of a typical maneuver "lane change". The effect of different technical solutions for vehicle stability and safety of passage "lane change". In the calculation covers the following options suspension: leaf suspension; combined spring-pneumohydraulic suspension with stabilizer bar and without it.
Keywords: running gear, suspension, pneumatic springs, springs, stabilizer bar, mathematical modeling, frund.

34 *Mamin L. R., Rumyantsev V. V.* Development of benchmarking methodology for comparative evaluation of truck application properties among competitors' equivalents
The present article considers the methodologies for truck consumer properties evaluation and the methods for automotive equipment quality assessment. Their main disadvantages are revealed. Methodology program for evaluation of truck consumer properties using the software solution implemented in the Microsoft Excel environment is proposed.
Keywords: economic efficiency, application properties, quality, vehicle, methodology, transport, competitiveness, weighting coefficients, operational efficiency.

39 *Rementsov A. N., Zenchenko V. A., Fetisov P. B.* On the need to control spare parts for reserves motor enterprises
The last decade, caught the Russian economy as a rapid rise in the state, and under the strong downturn in the financial crisis.
Keywords: road transport market, the cost of spare parts, inventory levels, transportation, truck market.

41 *Kochurov A. A.* Influence of the device of separators on electric characteristics of the lead accumulator
The article presents the results of experimental study influence of the device separators, in particular arrangement of edges on its surface, on the intensity of diffusion processes in the electrolyte in the process of lead acid batteries, due to the difference in the density of the electrolyte in the interelectrode space and volumes of free electrolyte.
Keywords: lead acid accumulator, separator, the volume of free electrolyte, diffusion.

43 **Zhanbirov J. G., Kambarova A. A.** Efficient use of information system security transport processes
An important area of innovation development and application of modern technologies in the field of road transport is the information provision of transport processes. The effective use of information system — provides a reduction of time in a way that distributes the load in the most rational of the road network of the city roads or beam, harmonizes parameters transport stream, ie improves the dynamic capacity of the site.
Keywords: information system, increasing efficiency, transportation, freight transportation, efficiency ratio, control work.

45 *Klepik N. K., Nguyen Xuan Hien, Hoang Anh.* The relationship between car prices, year of production and mileage
In the article the influence of the year of production and mileage on car prices with the using of correlation and regression analysis is examined.
Keywords: Correlation and regression analysis, car prices, year of production, mileage.

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *М. Г. Джавадян*
Сдано в набор 07.07.2014. Подписано в печать 18.08.2014. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.