ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 12 • декабрь • 2017

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 656.138

ПОВЫШЕНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. экон. наук **ШВЕЁВА Е.И., ШВЕЁВ И.А.**
Набережночелнинский институт (филиал) КФУ
(8552. 58-97-16)

Выявлено, что основным резервом экономии материалов и снижения расходов на ремонт автотранспортных средств в условиях повышения ценовой политики на сырьё и энергоресурсы является продление срока службы деталей посредством улучшения их потребительских свойств.

Ключевые слова: *автомобиль, потребительские свойства, эффективность, технология, качество.*

Shveyova E.I., Shveyov I.A.

INCREASE IN CONSUMER PROPERTIES AND ASSESSMENT OF EFFICIENCY AT OPERATION OF VEHICLES

This article it is revealed that the basic reserve of economy of material and reduction of expenses on repair of vehicles in the conditions of increase of price policy for raw materials and energy resources is the extension of component life through their recovery.

Keywords: *car, consumer properties, efficiency, technology, quality.*

Потребители автомобильной техники, в отличие от покупателей товаров народного потребления, оценивают свои приобретения в первую очередь с точки зрения их экономической эффективности [1] в эксплуатации, частью которой являются техническое обслуживание и текущие ремонты. При этом одна из главных причин отказов и потери работоспособности АТС — естественный износ рабочих поверхностей деталей [1] (около 85...90 % их не ломаются, но лишь изнашиваются). Соответственно, формируется регулярная потребность в запасных частях.

Хранить большое количество запасных частей нерационально, так как они не участвуют в материальном производстве, дороги и как следствие не всегда доступны [2]. Значительно сократить потребность в новых деталях и экономить легированные и цветные металлы, а значит и снизить расходы на ремонт техники позволяет восстановление изношенных деталей.

В настоящее время в России объём и номенклатура восстанавливаемых деталей невелики: восстанавливается лишь 10...15 % деталей узлов и агрегатов, поступающих в капитальный ремонт, тогда как поддаются восстановлению до 70 % деталей автомобиля; 55...60 % не восстановленных деталей утилизируются из-за отсутствия недорогих производительных технологий восстановления [2]. Следовательно, восстановление работоспособности изношенных деталей — реальная альтернатива покупке запасных частей и мощный резерв снижения себестоимости автомобильных перевозок, увеличения долговечности и эффективности эксплуатируемой техники.

Восстановление деталей имеет положительную сторону и в экологическом аспекте. В 2016 г. атмосферные выбросы в результате производственно-хозяйственной деятельности промышленных предприятий г. Набережные Челны составили свыше 17 тыс. т, а на источник загрязнения ОАО "КамАЗ" приходится — 9,6 % всех вредных выбросов, или 1,632 т выбросов. Использование деталей, полученных от разборки автомобиля при утилизации, позволяет снизить вредные выбросы на 50 % и требует затрат до 70 % от стоимости новых изделий. Расходы металла на выпуск запасных частей достигают 40 % от общего объёма металла, используемого автомобильной промышленностью.

Анализ научно-технической литературы показывает необходимость восстановления деталей автомобиля. Около 80 % деталей автомобилей имеют средний износ от 0,1...0,3мм и лишь в отдельных случаях — более 0,5мм. Потеря массы и изменение размеров у этих деталей очень невелики: масса изношенных деталей по сравнению с новыми деталями составляет 0,5...3,5 %, а изменение размеров — 1,2...8 % [2]. Расходы на материалы и получение заготовок при изготовлении деталей на автомобилестроительных предприятиях составляют 70...75 % от их стоимости, а при восстановлении, в зависимости от способа реновации, они находятся в пределах 1...12 % [2].

На основании проведённого исследования грузовых автомобилей и автобусов при пробеге 100 тыс. км было выявлено, что основными причинами отказов являются износ и усталостное разрушение деталей — 58 % для грузовых автомобилей, а для автобуса среднего класса — 53 % (процентное распределение отказов) [2]. Детали у поступающих в капитальный ремонт узлов и агрегатов автомобилей могут быть повторно использованы после восстановления. Они составляют 40...45 % от общего числа деталей (без учёта крепёжных), при этом стоимость их восстановления составляет 10...60 % себестоимости изготовления. За средний срок службы грузовых автомобилей (10...12 лет) расходы на техническое обслуживание и ремонт превосходят первоначальную стоимость в 5...7 раз [2, 3].

Исходя из вышеизложенного, целесообразность восстановления деталей по отношению к их производству обусловливается следующими объективными фактами: отсутствием затрат, связанных с получением заготовок; минимальной величиной расходных материалов, используемых при восстановлении; существенным сокращением расходов, связанных с обработкой детали (обрабатываются лишь те поверхности деталей, которые до операций реновации имели дефекты); экономией в расходовании трудовых, сырьевых и энергетических ресурсов; существенным сокращением производственных мощностей машиностроительных заводов, занятых изготовлением запасных частей.

Один из главных показателей экономической эффективности — себестоимость восстановления, в которую входят: стоимость изношенной детали, стоимость материалов, заработная плата, расходы на содержание и эксплуатацию оборудования, расходы цеховые, расходы общезаводские и потери от брака.

Стоимость изношенной детали обычно определяют по цене металлолома. Если ремонтный фонд собран на других предприятиях, то в стоимость изношенной детали входит 20 % надбавки за сбор и сортировку деталей. В стоимость материалов входят все затраты на все материалы, которые применяют для восстановления данной детали (формула 1 в таблице).

Общепроизводственные и общехозяйственные расходы обычно определяют в процентном отношении к заработной плате производственных рабочих. Потери от брака учитывают с помощью коэффициента выхода годных деталей в процессе восстановления.

Основные резервы снижения себестоимости восстановленных деталей — это: снижение трудоёмкости процессов восстановления за счёт повышения уровня механизации и автоматизации производства; уменьшение удельной энергоёмкости процессов, т. е. уменьшение расходов электроэнергии, газа, пара, сжатого воздуха в расчёте на единицу площади восстанавливаемой поверхности; применение прогрессивных процессов, базирующихся на способах пластической деформации, наращивании с минимальными припусками на последующую обработку, применении полимерных материалов при условии обеспечения заданного качества восстановленных деталей [2]; увеличение размера партий и программ восстановления однотипных деталей.

Расчёт годового экономического эффекта (руб.) от создания и внедрения нового технологического процесса восстановления деталей взамен существующих выполняют по формуле 2. Расчёт по приведённой формуле выполняют в том случае, когда срок службы восстановленных деталей — более одного года. Для деталей со сроком службы менее одного года расчёт проводят по формуле 3. Если же на предприятии внедряется технологический процесс восстановления деталей взамен приобретения новых запасных частей и сроки службы новых и восстановленных деталей равны, то — по формуле 4.

Годовой экономический эффект для предприятия, осуществляющего централизованное восстановление деталей как товарной продукции, определяют по фор-

№	Формула	Примечание
1	$C_м = \sum_{i=1}^{n} g_i Ц_i$	g_i — масса использованного материала конкретного наименования, кг; $Ц_i$ — цена 1 кг материала конкретного наименования, руб.; n — число наименований конкретных материалов
2	$Э_г = \left[(C_1 + E_н K_1)\frac{P_1 + E_н}{P_2 + E_н} - (C_2 + E_н K_2)\right] A_2$	C_1 и C_2 — себестоимость восстановления детали соответственно по базовому и новому вариантам, руб.; K_1 и K_2 — удельные капитальные вложения на приобретение и установку оборудования по базовому и новому вариантам, руб.; P_1 и P_1 — величины, обратные срокам службы детали, восстановленной по базовому и новому вариантам; A_2 — годовой объём (количество) восстанавливаемых деталей по новому варианту в расчётном году, шт.
3	$Э_г = \left(\frac{C_1 + E_н K_1}{A_1 W_1} - \frac{C_2 + E_н K_2}{A_2 W_2}\right) A_2 W_2$	A_1 и A_2 — годовые объёмы деталей, восстанавливаемых по базовому и новому вариантам, шт.; W_1 и W_2 — сроки службы детали, восстанавливаемой соответственно по базовому и новому вариантам, ч
4	$Э_г = [hЦ_н - C_{вос} + E_в K)]N_{вос}$	h — коэффициент, учитывающий затраты на доставку новых деталей на ремонтное предприятие; $Ц_н$ — оптовая цена новой детали, руб.; $C_{вос}$ — себестоимость восстановления детали, руб.; K — удельные капитальные вложения на восстановление детали, руб.; $N_{вос}$ — число восстанавливаемых деталей в расчётном году
5	$Э_г = (Ц_в - C_{вос})N_{вос}$	$Ц_в$ — прейскурантная цена восстановленной детали, руб.
6	$Э_г = (hЦ_н - C_{тр} - Ц_в + C_{ост})N_{вос}$	$C_{тр}$ — затраты на транспортировку деталей, связанные с перевозкой их на централизованное восстановление и обратно, руб.; $C_{ост}$ — остаточная стоимость изношенной детали (определяется по цене металлолома), руб.

муле 5, а для предприятия, использующего детали, восстановленные другими предприятиями, вместо приобретения новых — по формуле 6.

К сожалению, современная ситуация не только не способствует повышению конкурентоспособности автомобильных предприятий России, но и снижает её. Такое положение вещей обусловливает повышенный интерес российских автомобильных предприятий к возможностям использования новых технологий в производстве и способов в ремонте автотранспортных средств. Перспективным направлением повышения долговечности ресурсоизношенных деталей является восстановление их параметров, включающее придание детали первоначальной формы, размеров и свойств технологическими методами.

Литература

1. Кузнецов Н.Д. Концепция развития автомобильной промышленности / Н.Д. Кузнецов // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 7. — С. 1—4.
2. Лялякин В.П. Восстановление и упрочнение деталей машин — резерв экономии материальных ресурсов / В.П. Лялякин // Ремонт, восстановление, модернизация. — 2002. — № 1. — С. 9—13.
3. Сорокин Н.Т. Грузовой автотранспорт России. Потребности и возможности / Н.Т. Сорокин // Автомобильная промышленность. — 2002. — № 4. — С. 11—13.

АСМ-факты

"Группа ГАЗ" освоила изготовление рам для новой модели "Мицубиси Паджеро Спорт", которую собирают на заводе концерна "ПСМА Рус" в Калуге. Рамы производятся в двух вариантах: для автомобилей с автоматической и механической коробками передач. Сваренные рамы фосфатируют и окрашивают методом катафореза, после чего изделие поставляется на сборочный конвейер.

Производство рам организовано на площадке, созданной в 2013 году для выпуска рам аналогичного внедорожника предыдущей модели. Тогда на ГАЗе был оборудован участок сварки (закуплены сварочные полуавтоматы и оборудование для очистки воздуха, установлено оборудование транспортировки рам по линии кондукторов), введена в эксплуатацию линия фосфатирования, проведена модернизация действующей линии катафореза. Контрольное оборудование предоставлено корпорацией "Мицубиси Моторс". В этом году в рамках подготовки производства рам новой модели фирмой поставлено новое сварочное оборудование, сотрудники ГАЗа прошли дополнительное обучение специфике производства несущих систем для новой модели.

Нижегородская площадка "Группы ГАЗ" — основа специализированного кластера по выпуску автокомпонентов для российских и международных автомобильных компаний. На территории предприятия уже работает ряд автокомпонентных производств: "Матадор" — каркасы панели приборов, "Леар" — каркасы сидений, "Сотекс" — сидения, "Япп" — топливные баки и др. Также здесь ведется создание собственных и совместных производств для локализации современной компонентной базы. Так, в 2012 году на ГАЗе стартовало совместное с европейской компанией "Босал" производство систем выпуска отработавших газов, в 2014 году открыто СП по выпуску деталей крепежа совместно со шведской компанией "Бюлтен", создано производство передних мостов для автомобилей "Фольксваген" и "Шкода"; в 2015 году организовано производство штампованных кузовных деталей для автомобилей "Мерседес-Бенц Спринтер". В 2016 году ГАЗ стал поставщиком компонентов для двигателестроительного завода "Форд Соллерс", начал поставку компонентов двигателей ЯМЗ-530, "Бюлтен Рус" был номинирован на поставку продукции для альянса "Рено-Ниссан" и ВАЗа; в 2017 году освоен выпуск компонентов тормозных систем "Вабко". Реализуя подобные проекты, ГАЗ увеличивает загрузку мощностей, занятость персонала, осваивает стандарты и подходы глобального автомобилестроения, параллельно совершенствуя собственные производственные подходы для выпуска автомобилей марки ГАЗ.

●

Гоночные КамАЗы успешно прошли технические проверки во французском порту Гавр, откуда паромом будут доставлены к месту старта ралли-рейда "Дакар-2018". В числе участников грузового зачёта — четыре экипажа команды "КамАЗ-мастер" во главе с пилотами Эдуардом Николаевым, Айратом Мардеевым, Дмитрием Сотниковым и Антоном Шибаловым.

Одной из главных новинок этого года стал новый автомобиль с 13-литровым двигателем, разработанный командой в рамках подготовки к "Дакару" и уже успевший хорошо себя зарекомендовать во время "Шёлкового пути-2017". Для того чтобы соответствовать новому дакаровскому регламенту, который затронет машины уже с января 2019 года, на бескапотный спортивный автомобиль был установлен рядный шестицилиндровый двигатель. Это повлекло за собой изменения и в конструкции автомобиля, и в его внешнем виде.

Юбилейный сороковой "Дакар" пройдет с 6 по 20 января 2018 года. Общая протяжённость маршрута составит около 9000 км. Участникам гонки предстоит пересечь территорию Перу, Боливии и Аргентины. Организаторы учли пожелание участников вернуться в перуанские дюны после гонок 2012 и 2013 годов.

(По информации пресс-службы ПАО "КамАЗ")

●

Газовый автомобиль "Урал Нэкст" прошел свыше шести тысяч километров по дорогам Европы в составе международного пробега "Голубой коридор-2017: Иберия — Балтия", финишировавшего в Санкт-Петербурге в рамках VII Петербургского Международного Газового Форума. Многодневное международное ралли автомобилей на газовом топливе, организованное ПАО "Газпром", стартовало 18 сентября в Лиссабоне и проходило через Мадрид, Милан, Ульм, Берлин, Таллин и Санкт-Петербург. Газовый "Урал Некст" (грузопассажирский, с крано-манипуляторной установкой) присоединился к автопробегу в немецком городе Ульм, и проехал 6,5 тыс. км по дорогам различных типов на территориях Германии, Польши, Белоруссии, Латвии, Эстонии и России.

Принявший участие в пробеге автомобиль — новая разработка "Группы ГАЗ", впервые представленная широкой публике в рамках данного мероприятия. В конструкции использована комбинированная топливная система с применением сжиженного природного газа и сжатого природного газа, что дает возможность заправлять автомобиль на станциях топливами обоих видов. Суммарный запас хода автомобиля с комбинированной топливной системой составляет порядка 1000 км.

Автомобиль укомплектован экономичным газовым шестицилиндровым рядным двигателем ЯМЗ-536 производства Ярославского моторного завода "Группы ГАЗ". За кабиной размещены девять газовых баллонов для компримированного природного газа суммарным объемом 892 л, а раме — криогенный бак объемом 450 л для сжиженного газа. Сжиженный природный газ, охлажденный до температуры минус 162 °С, хранится в криобаке и перед подачей в двигатель преобразовывается из жидкого состояния в газообразное. Объем регазифицированного топлива составляет порядка 240 куб. м. При выборе компоновочной схемы размещения газобаллонного оборудования учитывались ключевые свойства автомобиля: сохранен высокий уровень геометрической проходимости, учтены требования по обеспечению эффективных монтажных свойств и параметров грузоподъемности шасси.

Модификация на сжиженном и сжатом природном газе, — опытный образец, расширяющий модельный ряд техники автозавода "Урал". Модельный ряд предприятия также включает автомобили "Урал" с газодизельной топливной системой, которые могут работать в дизельном и в газодизельном режимах.

В ходе автопробега экипаж автомобиля "Урал Некст" подсчитал, что при заправке метаном в Германии на 10 евро пробег автомобиля составляет 31 км; пробег при заправке на эту же сумму дизельным топливом — 17 км. В России при заправке на 1000 рублей на газовом топливе можно проехать 167 км, на дизельном — 65 км. То есть в Европе топливная эффективность у газовой техники — почти в два раза выше дизельной, а в России — почти втрое.

●

УДК 621.433.2

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНОГО БИОГАЗОВОГО ДВС

ГРИГОРЬЕВ С.И., СТАРОСТИН К.В., канд. техн. наук **ПЕТРОВ Н.В.**
СВФУ им М.К. Аммосова (wangod7596@gmail.com)

Приведены результаты расчётно-экспериментального исследования среднеэксплуатационных выбросов ΣQ_{i_NEDC} по испытательному циклу NEDC, а также исследования по влиянию состава биогаза на показатели скорости и разгона автомобиля "Дэу Ланос" с биогазовым двигателем МеМЗ-307.

Ключевые слова: *биогазовый двигатель, показатели разгона, выхлопные выбросы, тягово-скоростные показатели.*

Grigoriev S.I., Starostin K.V., Petrov N.V.

RESULTS OF CALCULATION OPERATION OF BIOGAS ENGINE OF INTERNAL COMBUSTION

To this article, the results of calculation-experimental research of middle working extras blowouts of ΣQ_{i_NEDC} are driven on the proof-of-concept cycle of NEDC, and research on influence of composition of biogas on the indexes of speed and acceleration of car "Daewoo Lanos" with the biogas engine of MeMZ-307.

Keywords: *biogas engine, dispersal indicators, exhaust blowouts, traction and high-speed indicators.*

В соответствии с международными правилами для легкового автомобиля полной массой менее 3,5 т определение удельных выбросов нормируемых токсичных компонентов, как известно, выполняется с использованием ездового цикла, реализуемого на беговых барабанах.

Результаты расчётно-экспериментального исследования автомобиля "Дэу Ланос " с двигателем МеМЗ-307 по определению среднеэксплуатационных выбросов ΣQ_{i_NEDC} по испытательному циклу $NEDC$ при его работе на природном газе и биогазе с механизмом компенсации приведены в табл. 1. Из неё видно, что увеличение r_{CO_2} приводит к снижению выбросов оксидов азота с отработавшими газами при одновременном увеличении выбросов несгоревших углеводородов и монооксида углерода. Благодаря высокой гомогенизации смеси в биогазовом ДВС выбросы монооксида углерода увеличиваются незначительно, в то время как нарушение стабильности процесса сгорания приводит к существенному увеличению выбросов несгоревших углеводородов. Увеличение содержания диоксида углерода в топливе с $r_{CO_2} = 0$ до $r_{CO_2} = 0{,}5$ без применения механизма компенсации приводит к увеличению выбросов несгоревших углеводородов автомобилем в 8 раз. Если в системе управления биогазовым автомобилем используется механизм компенсации, то это приводит к увеличению их выбросов только на 45 %.

Стоит также отметить существенное снижение выбросов оксидов азота биогазовым автомобилем при увеличении r_{CO_2}. Так, с использованием механизма компенсации выбросы оксидов азота снижаются примерно в три раза, в то время как без его применения — почти в четыре. Однако данное обстоятельство связано со снижением тягово-скоростных показателей автомобиля.

В табл. 2 приведены результаты расчёта скоростных показателей автомобиля при его работе на биогазе. Данные показатели приведены для движения автомобиля на 4-й передаче (передаточное число $u_k = 1$) по асфальтобетону в удовлетворительном состоянии. Расчёт показал существенное снижение максимальной частоты вращения коленчатого вала биогазового автомобиля при его движении при увеличении r_{CO_2}.

Зависимости максимальных скоростей автомобиля "Дэу Ланос" с биогазовым двигателем МеМЗ-307 на различных передачах приведены на рис. 1. Как видим, по мере уве-

Таблица 1

Наличие механизма компенсации	r_{CO_2}	ΣQ_{NOx_NEDC}, г/км	ΣQ_{CH_NEDC}, г/км	ΣQ_{CO_NEDC}, г/км
Нет	0	0,075	0,085	0,065
Нет	0,15	0,062	0,228	0,082
Есть	0,15	0,071	0,115	0,074
Нет	0,30	0,034	0,424	0,099
Есть	0,30	0,042	0,134	0,081
Нет	0,50	0,019	0,682	1,12
Есть	0,50	0,025	0,155	0,094
—	Euro III	0,15	0,20	2,3
—	Euro IV	0,08	0,10	1,0
—	Euro V	0,06	0,10	1,0
—	Euro VI	0,06	0,10	1,0

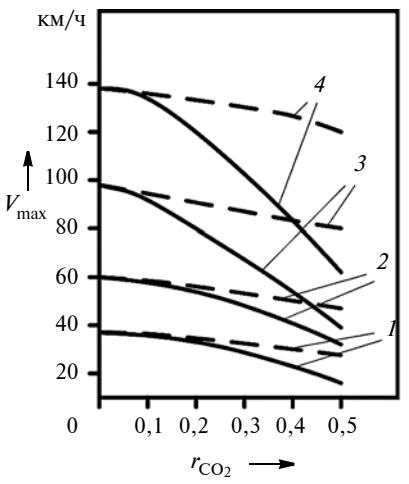


Рис. 1. Зависимость максимальной скорости автомобиля от состава биогаза на различных передачах:

сплошные кривые — без компенсаторного механизма; пунктирные — с компенсаторным механизмом; *1*, *2*, *3*, *4* — номера соответствующих передач коробки передач

личения r_{CO_2} увеличивается разрыв между v_{max} для работы двигателя без механизма компенсации снижения содержания метана в топливе и с данным механизмом. Причём с увеличением скорости автомобиля данный разрыв увеличивается. При r_{CO_2} = 0,5 использование механизма компенсации позволяет добиться снижения максимальной скорости автомобиля на каждом из режимов в сравнении с работой при значении r_{CO_2} = 0 не более чем на 10 %, в то время как отсутствие такого механизма приводит к снижению максимальной скорости автомобиля на заданной передаче до 50 %.

Кроме максимальной скорости, очень важным показателем автомобиля является динамика его разгона. Именно данный показатель в первую очередь определяет комфорт езды на данном автомобиле. Показатели разгона автомобиля со скорости v_1 = 50 км/ч до скорости v_2 = 60 км/ч на 3-й передаче (передаточное число u_k = 1,49) приведены в табл. 3. Частота вращения коленчатого вала при этом изменялась с n = 3000 мин$^{-1}$ до n = 3600 мин$^{-1}$. В качестве критериев динамики разгона выбраны среднее ускорение автомобиля j, м/с^2, и время разгона от скорости v_1 до скорости v_1, обозначенное как τ, с.

Таблица 2

Наличие механизма компенсации	r_{CO_2}	n, мин$^{-1}$	N_e, кВт	v_{max}, км/ч
Нет	0	5600	48	139
Нет	0,15	5200	39	130
Есть	0,15	5400	46	134
Нет	0,30	4100	32	102
Есть	0,30	5200	44	130
Нет	0,50	2400	24	60
Есть	0,50	4800	41	120

Таблица 3

Наличие механизма компенсации	r_{CO_2}	N_e, кВт	j, м/с^2	τ, с
Нет	0	48	1,05	8,0
Нет	0,15	39	0,81	10,3
Есть	0,15	46	0,99	8,4
Нет	0,30	32	0,62	13,5
Есть	0,30	44	0,94	8,9
Нет	0,50	24	0,41	20,6
Есть	0,50	41	0,86	9,7

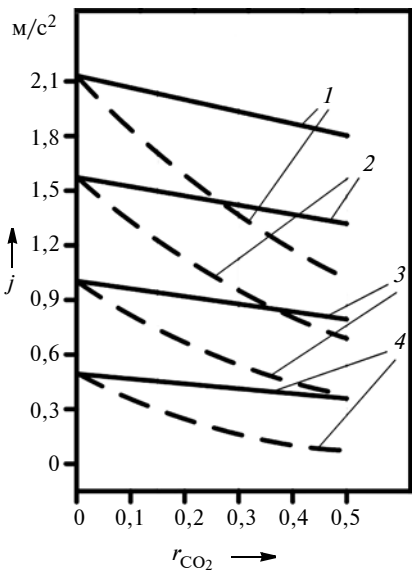


Рис. 2. Зависимость ускорения автомобиля от состава биогаза на разных передачах:

сплошные кривые — без компенсаторного механизма; пунктирные — с компенсаторным механизмом; *1*, *2*, *3*, *4* — номера соответствующих передач коробки передач

Из табл. 3 видно, что при отсутствии механизма компенсации наличия диоксида углерода в топливе увеличение r_{CO_2} также приводит к существенному снижению динамики разгона. Использование данного механизма позволяет "смягчить" этот негативный эффект. Например, увеличение объёмной доли диоксида углерода в топливе с r_{CO_2} = 0 до r_{CO_2} = 0,5 без механизма компенсации снижает ускорение автомобиля при разгоне в среднем на 60 %, а с механизмом компенсации — только на 18 % (рис. 2).

Таким образом, анализ приведённых данных показывает, что для сохранения приемлемых тягово-скоростных показателей автомобиля, работающего на биогазе, необходима максимально глубокая очистка биогаза от диоксида углерода, а также применение механизма компенсации наличия его в биогазе.

Литература

1. Key world energy statistics. — Paris: STEDI MEDIA, 2007. — 78 p.
2. Abramowski J., Posorski R. Wind Energy — A True option for Developing Countries. // Renewable Energy World. Nov. 1998. Vol. 1. N. 3. P. 62—64.

УДК 665.7

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВС ЗА СЧЁТ ПРИМЕНЕНИЯ МОТОРНЫХ МАСЕЛ С УЛУЧШЕННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

КЛИШИН П.В., ЛАТЫШЕВ А.П.,
д-р техн. наук **КОНОПЛЁВ В.Н., ЮНИСОВ И.К.**
25 ГосНИИхиммотологии МО РФ,
Московский политехнический университет (МАМИ)

Рассматривается проблема повышения экологической безопасности современных двигателей внутреннего сгорания путём снижения мощности механических потерь, которая напрямую зависит от сил трения, возникающих в процессе работы. Улучшение технико-экономических показателей двигателей связано с качеством моторного масла, условиями работы, а также с оптимальным выбором противоизносных присадок, оказывающих минимальное влияние на окружающую среду.

Ключевые слова: *экологические показатели, двигатели внутреннего сгорания, моторные масла, присадки к моторным маслам, трибологические характеристики, пары трения.*

Klishin P.V., Latyshev A.P., Konoplev V.N., Yunisov I.K.

IMPROVING THE ENVIRONMENTAL INDEXES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES BY APPLYING MOTOR OILS WITH ENHANCED CHARACTERISTICS

This article is devoted to the problem of improving environmental safety of modern internal combustion engines by decreasing the level of mechanical losses, which totally depends on the force of friction existing in working procedure. The process of ameliorating engineering-and-economical performance of engines depends on the quality of motor oil, conditions of working procedure, and the optimal choice of environmental friendly antiwear additives.

Keywords: *environmental indexes, internal combustion engines, motor oils, motor oil additives, tribological characteristics, friction pairs.*

В последнее время были достигнуты большие успехи по созданию и серийному выпуску двигателей, отвечающих современным требованиям норм Евро-5, однако имеется значительный потенциал и по дальнейшему повышению их эффективности [1]. Один из наиболее перспективных путей повышения экологических и технико-экономических показателей двигателей — применение современных моторных масел с улучшенными трибологическими характеристиками.

Возможности повышения эффективной мощности двигателя можно рассматривать с двух точек зрения: повышение индикаторной мощности двигателя, которая характеризуется степенью использования теплоты сгорания топлива для получения полезной работы и повышения КПД за счёт снижения мощности механических потерь. Развитие этих направлений приводит к снижению среднего расхода топлива, снижению расхода масла на угар и, как следствие, к улучшению экологических характеристик без снижения технических показателей мощности и крутящего момента.

Совершенствование двигателей внутреннего сгорания приводит к существенному ужесточению температурных режимов. Это обстоятельство предъявляет дополнительные требования к качеству используемых моторных масел и функциональных присадок, позволяющих работать в таких условиях длительное время без снижения эксплуатационных характеристик. Мощность механических потерь определяется при этом трением во фрикционных контактах, для оценки влияния которых был построен ряд математических моделей.

Из приведённых данных (рис. 1) видно, что в перечисленных вспомогательных агрегатах имеются достаточно большие резервы для уменьшения мощности механических потерь внутри самих вспомогательных агрегатов. Так, например, затраты мощности на привод вентилятора можно уменьшить как за счёт оптимизации аэродинамических характеристик вентилятора системы охлаждения, так и за счёт применения автоматической муфты отключения вентилятора в зависимости от внешней температуры окружающей среды и от режима работы двигателя. Кроме того, механические потери возникают как в системах приводов вспомогательных агрегатов, так и в самих агрегатах.

Для рассмотрения возможности снижения мощности механических потерь необходимо более подробно рассмотреть физико-химические процессы, возникающие в парах трения двигателей внутреннего сгорания.

Процессы, протекающие в парах трения в присутствии смазочных материалов, различны и зависят от структуры трибологической системы. Обычно рассматривают такую систему как процесс взаимодействия четырёх элементов, два из которых являются непосредственной парой трения, третьей составляющей является смазочный материал, находящийся в зазоре, четвёртым — окружающая среда. Трение определяется как механическое сопротивление, препятствующее движению между поверхностями скольжения и качения. К основным парам трения в двигателях внутреннего сгорания относятся как подшипники скольжения (вкладыши и валы), так и поршневые кольца, и стенки цилиндра, а также кулачки распределительного вала и толкатели.

Следующие составляющие механических потерь — силы трения, которые в свою очередь зависят от многих как внешних, так и внутренних условий работы деталей двигателя внутреннего сгорания, к которым

Рис. 1. Распределение механических потерь

Таблица 1

№	Элемент трибологической системы	Состав элемента
1	Рабочие параметры	Нагрузка
		Кинематика
		Температура
		Длительность (время работы)
		Величина зазоров в парах трения (точность изготовления, качество сборки)
2	Параметры взаимодействия	Режим контакта
		Тип смазки
3	Трибологические характеристики	Динамическое трение
		Кинематическое трение
		Наружное трение (взаимодействие между поверхностями скольжения или качения)
		Внутреннее трение (трение между молекулами смазочного материала — зависит от вязкости)
		Статическое трение

относятся: рабочие параметры, параметры взаимодействия контакта, тип смазки, а также трибологические характеристики. Состав трибологической системы представлен в табл. 1.

Как правило, в двигателях внутреннего сгорания сухое трение, которое характеризуется отсутствием разделительного слоя, состоящего в основном из смазки, отсутствует. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать трение жидкостное или его разновидность — смешанное трение. Данный вид взаимодействия деталей пары трения можно охарактеризовать диаграммой Штрибека (рис. 2), в которой отражены условия трения и смазки, как при граничном, так и при жидкостном трении. (Здесь f — коэффициент трения, λ — нагруженность пары трения, h — толщина смазочной пленки, R — шероховатость поверхности.)

Эти данные основаны на рассмотрении взаимодействия пар трения подшипника скольжения, вал и корпус которого в статическом состоянии разделены только молекулярным смазочным слоем. На первом этапе (участок диаграммы — 1) при наличии граничной смазочной плёнки образуются поверхностно-активные вещества и продукты их химических реакций, важную роль при этом играет адсорбция, граничное трение часто рассматривают как сухое трение, хотя имеются различия между этими понятиями.

По мере возрастания скорости вращения вала образуется более толстая смазочная плёнка (участок диаграммы — 2), что в начале вызывает смешанное трение и значительно снижает коэффициент трения f. При дальнейшем увеличении скорости вращения образуется сплошная плёнка на всех трущихся поверхностях, что резко снижает коэффициент трения f. По мере нарастания скорости внутреннее трение в смазочной плёнке усиливает наружное трение — образуется так называемая гидродинамическая смазка. Кривая графика через минимальную величину коэффициента трения f (участок диаграммы — 3), затем коэффициент трения увеличивается только в результате внутреннего трения — образуется гидродинамическая смазка (участок диаграммы — 4). Толщина смазочной плёнки h, отображённая на графике, зависит от условий трения (в основном от шероховатости поверхности) и применяемого смазочного материала [2].

К числу этих моделей относятся модели граничного трения, фрикционного и коррозионно-фрикционного износа. Первая из них базируется на кривой Герси — Штрибека, которая представляет собой зависимость коэффициента граничного трения от числа Зоммерфельда. Ситуация динамического расширения зазора во фрикционном контакте описывается моделью износа, а ситуация динамического сужения этого зазора — моделью загрязнения. Выходами этих моделей являются временные зависимости КПД и смазочной способности.

Критериальная модель фрикционного износа базируется на критерии подобия, связывающем полосу и глубину износа измерительного элемента в заданных условиях. Параметризация критериальной модели осуществляется по результатам квалификационных испытаний. Параметризованная модель позволяет сформировать прогноз глубины износа в зависимости от его длительности и условий. Она также позволяет рассчитать ширину полосы износа, соответствующую заданной глубине. Размеры этих полос выступают в роли квалификационных нормативов, позволяющих по результатам квалификационных испытаний принять решение об удовлетворительности противоизносных свойств моторных масел.

Заметим, что характерной чертой моделируемых выше эффектов является существенная зависимость от температуры. Вытекающее отсюда ужесточение требований к температурным характеристикам обусловило появление более качественных масел, а также появилась необходимость разработки новых присадок. В частности, упомянутая выше модель показывает, что неправильно подобранные характеристики моторного масла (в первую очередь вязкостно-температурные) могут привести к увеличению момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала за счёт роста граничного трения и соответствующему снижению КПД двигателя.

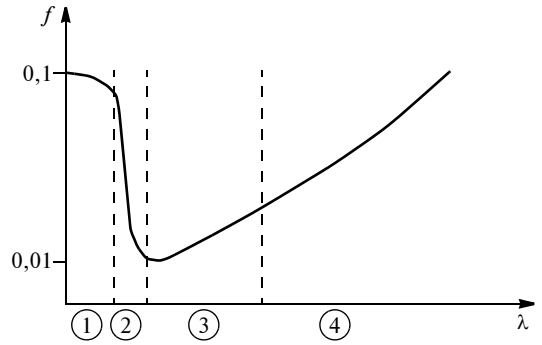


Рис. 2. Диаграмма Штрибека:
1 — граничное трение ($h = 0$); *2* — смешанное трение ($h = R$); *3* — ЭДГ-смазка ($h > R$); *4* — гидродинамическая смазка ($h \gg R$)

Следует отметить, что удельные показатели токсичности отработавших газов (массовые выбросы, отнесённые к единице вырабатываемой мощности) ухудшаются за счёт продуктов деструкции масел. Применяемые присадки (противоизносные, антизадирные, антиокислительные, моющие, диспергирующие, антикоррозионные, вязкостные, депрессорные, многофункциональные и др.) сами могут являться токсичными веществами. Поэтому к их выбору необходимо относиться с большой осторожностью.

По требованиям экологической безопасности целесообразно увеличивать сроки службы моторных масел до их замены, что требует постоянного улучшения антиокислительных свойств и повышения способности диспергирования (удержания в объёме масла) сажи (моторные масла, предназначенные для дизельных двигателей). Для повышения стабильного состояния двигателя необходимо улучшать противоизносные свойства моторных масел. Эти тенденции на фоне требований по снижению содержания серы и фосфорсодержащих компонентов, традиционно обеспечивающих противоизносные и антиокислительные свойства моторных масел получают дальнейшее развитие. Решение этой задачи приводит к необходимости использования присадок новых поколений, применения современных базовых масел, не содержащих серы, на основе полиальфаолефинов и продуктов гидрокрекинга [3].

Выбор масла для конкретного двигателя производится на основе результатов стендовых испытаний моторных масел нескольких эксплуатационных групп на полноразмерных современных двигателях с дальнейшим подтверждением результатов эксплуатационными испытаниями выбранных масел и установлении срока службы моторного масла до его замены.

Удлинённые интервалы между заменами масла наблюдаются во всех классах автотранспортных средств. Интервалы замены масла для легковых автомобилей с бензиновыми двигателями составляют от 30 до 40 тыс. км пробега, а в автомобилях с дизельными двигателями до 50 тыс. км пробега. Последние 2—3 года увеличение интервалов между заменами моторного масла несколько приостановилось из-за усиленного спроса на более низкое содержание фосфора и серы в моторном масле при одновременном ужесточении условий эксплуатации. В настоящее время возросли требования, предъявляемые к окислительной стабильности и потере на испарение моторных масел, что объясняет усиление тенденции к применению синтетических и растительных компонентов основы для высокоэффективных моторных масел. Ужесточение требований к моторным маслам обусловливает большой интерес к разработке новых составов моторных масел и присадок. Новые и более совершенные противоизносные присадки, более эффективные диспергенты и детергенты, а также более активные антиоксиданты могут удовлетворять самым проблемным на сегодняшний день требованиям в области развития производства моторных масел для экологически чистых автомобилей.

В результате строгого ограничения расхода топлива по экологическим стандартам США (Закон о выбросах) доказан топливосберегающий эффект маловязких моторных масел [3]. Этой тематике уделяется немалое внимание и в Европе, и в Азии. Экономия топлива за счёт двигателя теоретически может достигнуть 8—10 %. Поскольку моторные масла не могут полностью устранить потери на трение потенциальная экономия составляет от 4—5 %, причём достижение этого результата весьма проблематично. Однако 3—4%-ное снижение расхода топлива возможно уже сегодня. В городских условиях снижение расхода топлива автомобилями достигается путём снижения потерь на трение как во время холодных запусков двигателя, так и в процессе эксплуатации двигателя, что одновременно приводит также и к меньшему износу деталей двигателя.

Эксплуатационные испытания автомобилей дают более точное значение процента сбережения топлива, чем стендовые, которые не могут воспроизвести всех условий эксплуатации.

Следует также учитывать, что неправильно подобранные характеристики моторного масла (в первую очередь, его вязкостно-температурные свойства) могут привести к увеличению момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала и снижению мощностных показателей двигателя. При этом удельные показатели токсичности отработавших газов (массовые выбросы, отнесённые к единице вырабатываемой мощности) ухудшаются.

Постепенный переход на базовые масла преимущественно III и IV групп с пониженным содержанием серы и фосфора, также существенно влияет на повышение экологической безопасности. Использование лучше очищенных и термостабильных основ масел снижает вероятность появления канцерогенных и токсичных веществ в отработавших газах при угаре масла, попавшего в камеру сгорания. Изменение требований к моторным маслам показано в табл. 2 [4].

В настоящее время в двигателях наряду с минеральными моторными маслами широкое применение находят синтетические моторные масла на основе сложных эфиров, полиальфиолефинов и др. Особенность этих масел состоит в меньшем содержании (либо полном отсутствии) в них асфальто-смолистых веществ, что позволяет снизить выбросы твёрдых частиц в атмосферу.

Таблица 2

Сфера применения моторных масел	Зольность сульфатная, % масс.	Содержание серы, % масс.	Содержание фосфора, % масс.
ДВС легковых автомобилей и автобусов	0,5—0,8	0,2	0,06—0,08
ДВС грузовых автомобилей и специальных автотранспортных средств	0,8—1,0	0,2—0,3	0,08

Дальнейшее совершенствование двигателей, их трансформация в безопасные с экологической точки зрения энергетические установки идёт по пути более широкого внедрения различных альтернативных топлив (от пропан-бутана до водорода). Их применение также меняет подход к физико-химическому составу моторных масел. Возникает необходимость создания новых компонентов и присадок к традиционным моторным маслам, которые должны обеспечивать работу двигателей в новых условиях.

Много внимания в настоящее время уделяется созданию комбинированных энергетических установок, в которых традиционные поршневые двигатели внутреннего сгорания, работая на частичных нагрузках, позволяющих существенно снизить выбросы вредных веществ, служат приводом электрических генераторных установок, обеспечивающих питание тяговых электродвигателей привода автомобиля и зарядку батарей накопителей. Такие автомобили выпускаются серийно уже в течение более 15 лет.

Как видим, основными тенденциями развития современных двигателей являются: дальнейшее улучшение технико-экономических показателей двигателей путём повышения эффективного КПД и уменьшения экологически вредных воздействий силовых установок на окружающую среду в соответствии с требованиями как Российского, так и международного законодательства. Эти факторы оказывают влияние на ужесточение эксплуатационных требований к топливам и маслам, таким как: повышение их термоокислительной стабильности и коррозионной стойкости; улучшение их вязкостно-температурных и низкотемпературных свойств; повышение температуры вспышки масел; улучшение антифрикционных и противоизносных свойств; уменьшение склонности топлив к нагарообразованию; улучшение моющих и диспергирующих свойств масел; уменьшение воздействия отработавших масел на окружающую среду.

Выполнение перечисленных требований должно соответствовать законодательным нормам по защите окружающей среды. Получение положительных результатов становится возможным при изменении компонентного состава топлив и масел, модернизации технологических процессов получения основ масел (в частности снижения содержания в них ароматических и сернистых соединений) и разработки новых функциональных присадок, в том числе беззольных.

При этом внедрение новых моторных масел требует современных подходов к разработке новых методов оценки воздействия горючесмазочных материалов на окружающую среду. Одно из таких направлений — полноразмерные моторные испытания на реальных двигателях в жёстких стендовых условиях. В существующие комплексы методов испытаний моторных масел и топлив входят в основном методы, предназначенные для оценки их эксплуатационных свойств по классификациям, что не вполне отвечает современным тенденциям развития двигателей с точки зрения экологии.

Литература

1. Латышев А.П., Клишин П.В., Морозов Ю.Л., Юнисов И.К. Современные тенденции совершенствования двигателей внутреннего сгорания и их влияние на изменение требований к моторным топливам и маслам // Технология нефти и газа. — 2015. — № 6. — С. 3—8.
2. Гришин Н.Н., Середа В.В. Энциклопедия химмотологии. М.: Издательство "Перо", 2016. — 960 с.
3. Кутенёв В.Ф., Лежнев Л.Ю., Лукшо В.А., и др. Системы и агрегаты современных энергоустановок для автомобилей и автобусов // М.: Экология Машиностроение 2012. — 246 с.
4. Чудиновских А.Л., Тонконогов Б.П., Лашхи В.Л. Моторное масло как важный объект химмотологии. — М.: ООО "Издательский дом Недра", 2014. — 223 с.

УДК. 629.11.012.813

МОДЕРНИЗАЦИЯ ХОДОВОЙ ЧАСТИ САМОСВАЛЬНЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ПРИЦЕПОВ

Д-р техн. наук **СЛИВИНСКИЙ Е.В.**
ЕГУ имени И.А. Бунина (47467. 6-40-84)

Описана конструкция перспективного адаптивного торсионного рессорного подвешивания, предназначенного для прицепов автотракторных поездов, и приведены результаты расчётов по обоснованию эффективности его использования в практике.

Ключевые слова: *прицеп, подвеска, рессора, адаптивность.*

Slivinsky E.V.

MODERNIZATION OF CHASSIS AUTO-TRACTOR TIPPER TRAILERS

In the presented article describes the design of a promising adaptive suspension spring designed for trailers of tractor trains and numerical results to validate the effectiveness of its use in practice.

Keywords: *trailer, suspension, spring, adaptability.*

Основой конструкции всех автотракторных прицепов служит шасси, на котором устанавливаются платформы и различные приспособления. Обычно в состав шасси входят рама, ходовая часть, тягово-сцепное устройство, тормозная система, опрокидывающий механизм и электрооборудование. Рама прицепа представляет собой сварную конструкцию и состоит, как правило, из двух штампованных лонжеронов, связанных между собой поперечинами. К раме с одной стороны присоединена подкатная тележка, которая через листовые рессоры связана с осью передних колёс прицепа, а с другой — также с помощью подобных рессор с задними его колёсами (рис. 1).

Существенный недостаток такой ходовой части прицепов — её относительная сложность и высокая металлоёмкость рессорных комплектов, которые одновременно с указанными недостатками не способны менять в автоматическом режиме свою изгибную жёсткость, что отрицательно сказывается на плавности хо-

Рис. 1. Общий вид автотракторного самосвального прицепа

да последних. Однако альтернатива листовой рессоре существует. Например, известна конструкция торсионной рессоры [1, 2] представляющая собой стержень круглого или квадратного сечения, один конец которого закреплён во втулке, установленной на раме транспортного средства, а другой жёстко связан с рычагом, шарнирно соединённым с кузовом. Второй опорой стержня служит подшипник. Недостаток такой торсионной рессоры состоит в том, что она имеет постоянную крутильную жёсткость за счёт неизменяемых физико-механических свойств материала и постоянных геометрических параметров, таких как длина стержня торсиона и его диаметр.

Учитывая все это, на кафедре "Механика и технологические процессы" ЕГУ имени И.А. Бунина в рамках бюджетной НИР "Динамика, прочность и надежность транспортных, строительно дорожных и сельскохозяйственных машин, а также промышленного стандартного и нестандартного оборудования применительно к Черноземному региону РФ" на протяжении ряда лет проводятся исследования, направленные на модернизацию ходовых частей двухосных самосвальных автотракторных прицепов.

Анализ множества библиографических источников, а также отечественных и зарубежных патентов позволил разработать на уровне изобретения (RU2499684) техническое решение, направленное на упрощение конструкции и повышение плавности хода самосвальных прицепов за счёт использования адаптивных торсионных рессор. Общий вид разработанной торсионной рессоры показан на рис. 2 (в продольной плоскости с разрезами, и её вид по стрелке А).

Адаптивная торсионная рессора прицепа состоит из стержня *3* снабжённого шлицами *1* взаимосвязанными с ответным выполненными в шлицевой опоре *2*. Стержень снабжён ещё другими шлицами *4*, взаимодействующими со шлицами *10*, нарезанными в шлицевой втулке *11*. Шлицевая втулка 1 снабжена длиноходовой резьбой *6*, контактирующей с подобной нарезной в подшипниковой опоре *7*. Причём шлицевая втулка с помощью болтов *9* закрепляется на рычаге *8*. Шлицевая опора и подшипниковая опора жёстко закрепляется на раме *12* транспортного средства, а рычаг *8* контактирует с его кузовом *5*.

Работает торсионная рессора прицепа следующим образом. При действии статической нагрузки $P_с$ (см. рис. 2), возникающей от массы кузова, рычаг, поворачиваясь по стрелке В на определённый угол, занимает такое положение, как это показано на рисунке. При этом, получая угловой поворот в этом направлении за счёт жёсткого к нему присоединения шлицевой втулки, рычаг обеспечивает и её угловой поворот в этом же направлении. А так как шлицевая втулка снабжена длиноходовой резьбой, взаимодействующей с ответной выполняемой в подшипниковой опоре, то она также получает поступательное движение по стрелке *С*, одновременно перемещаясь своими шлицами по шлицам стержня и закручивая последний на определённый угол. В итоге описанные линейное и угловое перемещения указанных конструкционных элементов позволяют установить рабочую длину *l* стержня торсиона.

Предположим теперь, что в процессе движения прицепа и преодолении его колёсами микро- и макронеровностей кузов за счёт колебаний создаёт динамическую нагрузку $P_д$. Это позволит рычагу получить дополнительный угловой поворот, также действующий в направлении стрелки *В*. Угловое перемещение рычага обеспечит, как и в предыдущем случае, поступательное движение шлицевой втулки по стрелке *С* за счёт наличия длиноходовой резьбы, а также закрутку стержня на ещё больший угол, чем прежде. При этом видно, что рабочая длина стержня уменьшится с *l* до l_1 и такое перемещение увеличит его крутильную жёсткость. Это

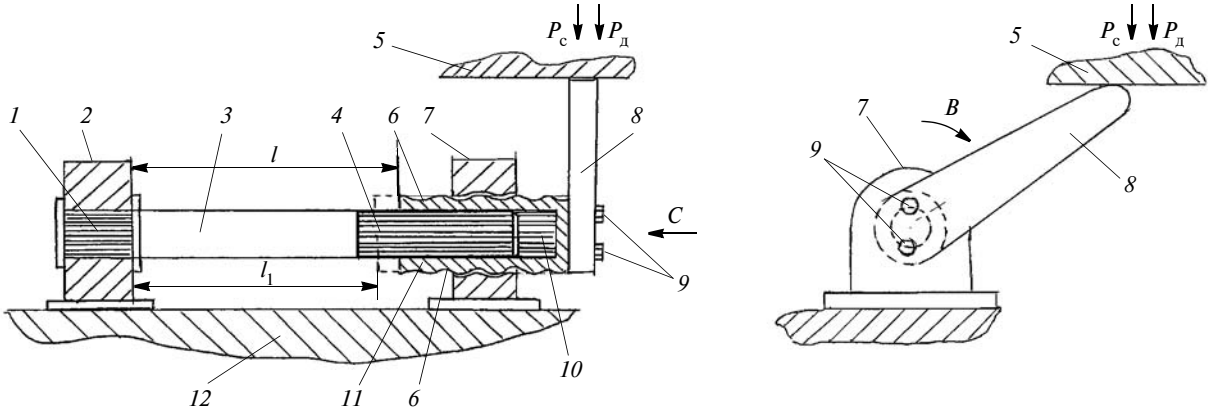


Рис. 2. Адаптивная торсионная рессора по патенту RU2499684

связано с тем, что происходит демпфирование вышеуказанной динамической составляющей $P_д$. Увеличение жёсткости стержня торсиона подтверждается известной зависимостью $K_\varphi = \frac{GJ_\rho}{ld^2}$, откуда видно, что с уменьшением рабочей длины l стержня торсионна возрастает его крутильная жёсткость. После исчезновения $P_д$ торсионная рессора занимает такое положение, как это показано на рис. 2. Далее описанный процесс демпфирования колебаний кузова за счёт изменения рабочей длины стержня *1* торсиона может осуществляться неоднократно.

Приведём пример численного расчёта геометрических и кинематических параметров торсионной рессоры, предназначенной, например, для самосвального автотракторного прицепа модели 2ПТС4-793А с использованием расчётной схемы (рис. 3), выполненного в следующей последовательности.

Для проведения численного расчёта использован ряд известных характеристик и параметров, входящих в соответствующие формулы применительно, например, к серийному автотракторному прицепу 2ПТС-4-793А, у которого в рессорном подвешивании имеются листовые рессоры, а также может быть использовано техническое решение, описанное в патенте RU2317214, Примем геометрические характеристики предложенного технического решения, считая [1], что грузоподъёмность указанного прицепа равна $Q = 4000$ кг, полная масса прицепа с грузом составляет $G = 5280$ кг, масса прицепа $m_0 = 485$ кгс · с^2/м, и массовый момент инерции прицепа $J_m = 510$ кгс · м · с^2. Если на одну листовую рессору прицепа действует реальная статическая нагрузка, то к рычагу одной торсионной рессоры будет приложено усилие $N_{ст} = 5280/4 = 13\ 210$ *Н*. Известно, [1] что рабочая нагрузка $N_д$ (динамическая) при скорости прицепа $V = 60$ км/ч на листовую рессору не превышает 0,25 % от статической нагрузки, т.е. в данном случае 3303 *Н*. Тогда суммарная нагрузка на рессору в этом случае составит $N_\Sigma = N_{ст} + N_д = 13\ 210 + 3303 = 16\ 513$ Н, а момент, приложенный к стержню торсиона, определится $M_{кр} = N_\Sigma l_1 = 16\ 513 \cdot 0{,}45 = 7431$ Н · м, где l_1 длина рычага торсиона, равная 450 мм, длина рабочей части стержня торсиона $l = 400$ мм, изменение рабочей длины стержня торсиона $\Delta l = 0$—40 мм; материал стержня торсиона — сталь 65С2ВА по ГОСТ 14959-79, модуль упругости материала $G = 8 \cdot 10^4$ МПа. $K_\varphi = 2427$ кгс/рад (четыре торсиона на раме прицепа); $c_T = 15\ 320$ кгс/м (четыре листовых рессоры серийного прицепа); $l_т = 0{,}4$ м; $\varphi_{ст} = 0{,}018$ м; $\gamma_\varphi = 0{,}15$ рад; $d_т = 40$ мм; $\alpha_м = 55{,}8$ кг · с^2/м · рад.

Вычислим диаметр стержня торсиона по известной зависимости: $d_T = \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7{,}4 \cdot 10^6}{3{,}14 \cdot 600}} = 39{,}7$ мм, где $[\tau] = 600$ МПа напряжение согласно ГОСТ 14959—79, соответствующее материалу сталь 65С2ВА; l_1 — длина приводного рычага торсиона принята равной 450 мм.

Согласно сортамента на прокат ГОСТ 23360—78, для изготовления стержня торсиона окончательно назначим его диаметр равным 40 мм. Исходя из конструктивных соображений зададимся длиной рабочей части торсиона $l = 400$ мм и тогда угол закручивания торсиона при статическом нагружении составит:

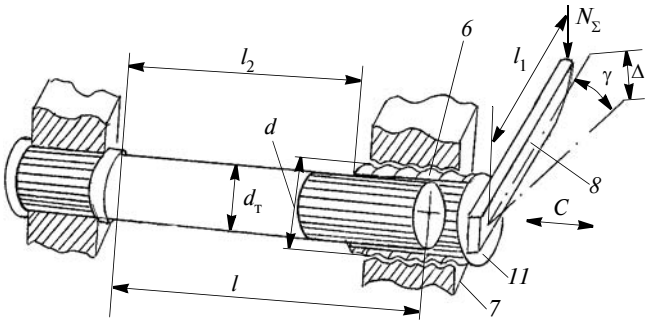


Рис. 3. Расчётная схема силового нагружения адаптивного торсиона

$$\gamma_с = \frac{2l[\tau]}{Gd_т} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 600}{8 \cdot 10^4 \cdot 40} = 0{,}15 \text{ рад} = 8{,}55°.$$

Проверим торсион по условию прочности на кручение по зависимости: $\tau = \frac{16M_{кр}}{\pi d_т^3} = \frac{16 \cdot 7{,}4 \cdot 10^6}{3{,}14 \cdot 40^3} = 589$ МПа ≤ 600 МПа. Видно, что прочность торсиона обеспечена.

Теперь определим перемещение рычага торсиона, а следовательно, рамы и кузова прицепа от действия статической нагрузки торсиона по формуле: $\Delta_с = 2l_1 \sin\frac{\gamma_с}{2} = 2 \cdot 450 \cdot \sin\frac{9°}{2} = 900 \cdot 0{,}0784 = 70{,}56$ мм.

Как было отмечено выше, движение прицепа в составе автопоезда с учётом неровностей пути со скоростью 60 км/ч, вызывает дополнительную нагрузку на торсион. При этом за счёт перемещения шлицевой втулки длина торсиона снизится с 400 мм, например, до 350 мм и тогда угол закручивания торсиона в этом случае составит $\gamma_д = \frac{2l[\tau]}{Gd_т} = \frac{2 \cdot 350 \cdot 600}{8 \cdot 10^4 \cdot 40} = 0{,}1406$ рад $= 6{,}05°$ и тогда перемещения от такого динамического нагружения будут: $\Delta_д = 2l_1 \sin\frac{\gamma_с}{2} = 2 \cdot 350 \cdot \sin\frac{6{,}05°}{2} = 700 \cdot 0{,}0568 = 39{,}7$ мм.

Видно, что перемещения кузова прицепа совместно с его рамой в динамике снизились на 30,86 мм. Это произошло за счёт изменения жёсткости стержня торсиона, которая увеличилась с $Ж_с$ до $Ж_д$ в 2,22 раза, что видно из формул: $Ж_с = \frac{N_{ст}}{\Delta_с} = \frac{13\ 210}{70{,}56} = 187{,}2$ Н/мм и $Ж_д = \frac{N_\Sigma}{\Delta_д} = \frac{16\ 513}{39{,}7} = 415{,}94$ Н/мм.

Анализируя конструкцию предложенного технического решения видно также, что наиболее его ответственным конструкционным элементом (рис. 2 и 3) является длинноходовая резьба *6*, нарезанная в подшипниковой опоре *7* и шлицевой втулке *11*, которая с помощью болтов *9* закреплена на рычаге *8* торсиона. Поэтому произведём её расчёт на прочность, считая,

№	Формула	Примечание
1	$m_0\ddot{z} + cz = F_0\sin\omega t$	m_0 — подрессоренная масса прицепа, кгс · с^2/м; c — жёсткость упругого элемента рессорной подвески, Н/м; F_0 — динамическая нагрузка, Н; z — перемещение по вертикальной оси, м; ω — частота колебаний подрессоренной массы прицепа, рад/с
2	$J_m\ddot{\varphi} + \alpha_м l\dot{\varphi} + K_\varphi\varphi = T_0\sin(\omega t + \delta)$	K_φ — коэффициент крутильной жёсткости торсиона, рад/м; J_m — массовый момент инерции стержня торсиона, кгс · м · с^2; T_0 — динамический крутящий момент, приложенный к стержню торсиона, Н · м; δ — начальная фаза вынужденных колебаний стержня торсиона, рад/с; $\alpha_м$ — механический коэффициент демпфирования торсиона, кг · с^2/м · рад: $\alpha_м(t) = \frac{P_i k_{дин}}{V_0\varphi_{рад}}$
3	$\varphi_{а.в} = \frac{T_0/J_m}{\sqrt{(\omega_с^2-\omega_в^2)^2+4n^2\omega_в^2}}$	n — коэффициент затухания $n = \alpha/2J_m$ и α — коэффициент пропорциональности; $\omega_с$ — частота собственных колебаний
4	$\omega_с = \sqrt{K_\varphi/J_m}$	—
5	$\varphi_{ст} = \frac{T_{ст}}{\omega_с^2 J_m}$	—
6	$m_0\ddot{z} + c_т z = N_\Sigma\sin pt$ $J_m\ddot{\varphi} + \alpha_м l\dot{\varphi} + K_\varphi\varphi = M$	—
7	$\begin{cases} z_1' = z_2 \\ z_2' = \frac{N_\Sigma\sin pt - c_т z_1}{m_0} \end{cases}$	—
8	$\begin{cases} \varphi_1' = \varphi_2 \\ \varphi_2' = \frac{M - K_\varphi\varphi_1 - \alpha l\varphi_2}{J_0} \end{cases}$	—
9	$\varphi_{а.в} = \frac{T_0/J_m}{\sqrt{(\omega_с^2-\omega_в^2)^2+4n^2\omega_в^2}} = \frac{T_0/J_m}{\omega_с^2\sqrt{\left(1-\left(\frac{\omega_в}{\omega_с}\right)^2\right)^2+\left(\frac{2n}{\omega_с}\right)^2\left(\frac{\omega_в}{\omega_с}\right)^2}}$	—
10	$\mu = \frac{\varphi_{а.в}}{\varphi_{ст}} = \frac{T_0/T_{ст}}{\sqrt{\left(1-\left(\frac{\omega_в}{\omega_с}\right)^2\right)^2+\left(\frac{2n}{\omega_с}\right)^2\left(\frac{\omega_в}{\omega_с}\right)^2}}$	—

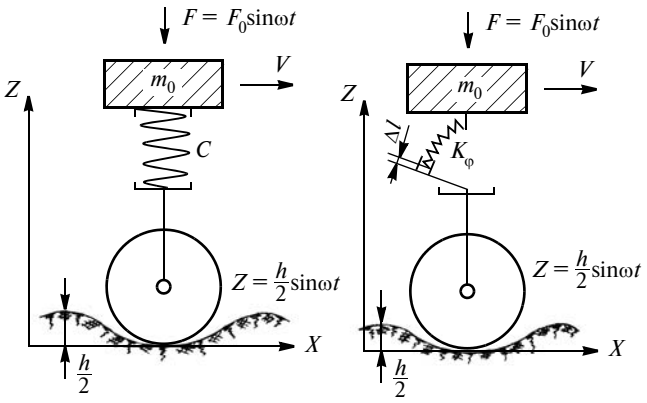


Рис. 4. Динамическая расчётная схема прицепа

что номинальный диаметр резьбы нарезанной на внешней поверхности шлицевой втулки равен $d = 100$ мм, шаг квадратной резьбы $t = 45$ мм, внутренний диаметр резьбы $d_1 = d - t = 100 - 45 = 55$ мм, средний диаметр резьбы $d_2 = 77{,}5$ мм.

Определим численное значение момента M_P возникающего в резьбе по зависимости [3]:

$$M_P = M_{кр}\mathrm{tg}(\lambda + \rho) = 7{,}4 \cdot \mathrm{tg}(10°26' - 5°50') = 1{,}4 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $\lambda = \mathrm{arctg}\frac{t}{\pi d_2} = \frac{45}{3{,}14 \cdot 77{,}5} = \mathrm{arctg}0{,}1849 = 10°26'$ и $\rho = \mathrm{arctg}f = \mathrm{arctg}0{,}12 = 6°50'$.

Теперь определим касательные напряжения, возникающие в резьбе от действия M_p по формуле $\tau_к = \frac{16M_р}{\pi d_1^3} = \frac{16 \cdot 1{,}4 \cdot 10^6}{3{,}14 \cdot 55^3} = 428{,}7$ МПа ≤ [τ] = 600 МПа. Условие прочности выполнено, так как расчётные напряжения ниже допускаемого значения в 1,4 раза.

Для исследования динамических процессов, происходящих в предложенном техническом решении в сравнении с серийной конструкцией рессорного подвешивания прицепа, рассмотрим первую и вторую расчётные схемы, показанные на рис. 4. При формировании математической модели для серийной подвески (на рисунке — расчётная схема слева) использовано известное уравнение движения сосредоточенной массы m_0 [8], которое имеет вид формулы 1 (см. таблицу). Для перспективной рессорной подвески, выполненной в виде торсиона (расчётная схема на рис. 4 справа), уравнение движения имеет вид формулы 2. Амплитуду вынужденных колебаний стержня торсиона можно вычислить по формуле 3, а входящую в неё частоту собственных колебаний — по зависимости 4. В то же время при статической нагрузке угловое перемещение соответствует формуле 5. Отношение $\varphi_{а.в}/\varphi_{ст} = \mu$ — есть коэффициент динамичности рассматриваемой системы. В результате определения таких параметров можно построить графики зависимости μ от $\omega_в/\omega_с$ и $2n/\omega_с$, позволяющие установить резонансные зоны колебаний стержня торсиона.

Для решения обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих колебания прицепа снаб-

жённого как серийной, так и модернизированной рессорной подвеской, использован широко распространённый профессиональный прикладной математический пакет *MATLAB 6.5.*, предназначенный для решения практических инженерных задач.

Построение модели включает в себя решение дифференциальных уравнений для серийного рессорного подвешивания вышеуказанного прицепа и перспективного торсионного при одинаковых начальных условиях. Для серийной и модернизированной рессорной подвески прицепа уравнения, описывающие вынужденные колебания, как было описано выше, имеют вид при начальных условиях: $z(0) = 0{,}12$, $z'(0) = 0$ и $\varphi(0) = 0{,}15$, $\varphi'(0) = 0$.

Для наглядности выполнено аналитическое и численное решение представленных дифференциальных уравнений. Аналитическое решение получено при использовании функции *dsolve* встроенного пакета *ToolBox Symbolic Math*, входными аргументами которой являются строки с уравнением, граничными условиями, при их наличии, и независимой переменной, за которую принимается по умолчанию *t*.

Численное решение заданных дифференциальных уравнений с начальными условиями, т.е. задачи Коши, осуществлено с помощью встроенных функций *MatLab*, называемых солверами. Для вышеописанных уравнений использовался солвер *ode45*, который основан на методе Рунге—Кутта четвертого и пятого порядка точности. Входными аргументами солверов являются: имя файл-функции в апострофах, вектор с начальным и конечным значением времени наблюдения за колебаниями и вектор начальных условий. Выходных аргументов два: вектор значений времени и матрица значений неизвестных функций. Значения функций расположены по столбцам матрицы, в первом столбце — значение самой функции, во втором — её первой производной.

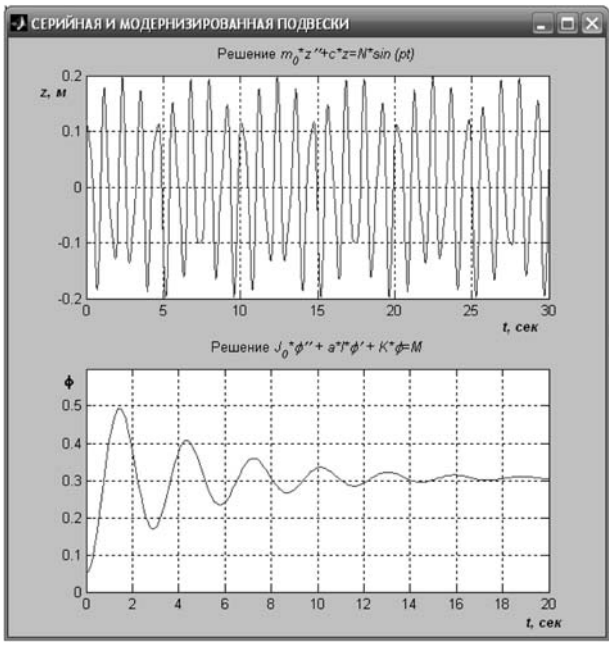


Рис. 5. Характер изменения амплитуд колебаний прицепа с серийной и перспективной его рессорной подвеской

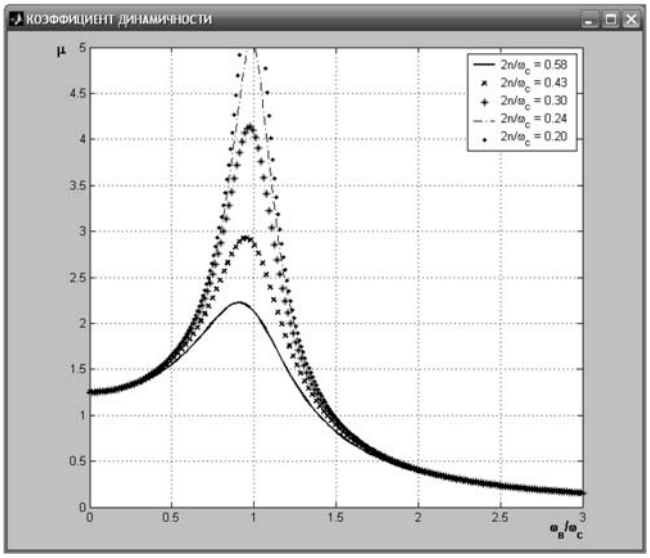


Рис. 6. График семейства кривых в функции $\mu = \omega_в/\omega_с$

Схема нахождения численного решения состоит из следующих этапов.

1. Приведение дифференциального уравнения к системе дифференциальных уравнений первого порядка. Для представленных уравнений были получены системы 7 для серийной рессорной подвески и 8 — для перспективной торсионной подвески.

2. Написание специальной файл-функции для полученной системы уравнений. Файл-функция должна иметь два входных аргумента: переменную *t*, по которой производится дифференцирование, и вектор, размер которого равен числу неизвестных функций системы. Файл-функции для исходных уравнений *eq_serZ*, и *eq_modFI* представлены в Листингах 1 и 2 соответственно.

3. Вызов солвера ode45.

4. Визуализация полученного результата.

Результаты численного аналитического решения уравнений 6 и 7 отображены на графиках, представленных на рис. 5. Анализ графиков показывает, что, например, при использовании серийного рессорного подвешивания вертикальные перемещения при движении прицепа в течение 30 сек лежат в пределах от 0,08 до 0,2 м и в дальнейшем остаются постоянными, причём рессорные комплекты ходовой части прицепа не имеют возможности производить гашение таких колебаний за счёт того, что установка демпферов в конструкции прицепа 2ПТС4-793А не предусмотрена. При использовании же адаптивного рессорного подвешивания, выполненного по патенту RU2317214, угол закрутки стержня торсиона φ при угловом повороте его рычага на величину Δl (рис. 2) при воздействии на него неровности пути сначала равен 0,5 (27°) рад, а затем в течение 14 с снижается и не превышают 0,3 рад (17°) и является при дальнейшем движении прицепа постоянным, что объясняется эффективной работой предложенного технического решения в части гашения вертикальных колебаний прицепа.

После решения дифференциальных уравнений построены амплитудно-частотные характеристики для торсионного рессорного подвешивания. Используя форму-

лу для амплитуды вынужденных колебаний, вынесем за знак корня ω_c и получим выражение 9. Тогда коэффициент динамичности определяется по формуле 10.

Для коэффициента динамичности μ построено семейство кривых с учётом различных значений отношений $\omega_в/\omega_c$ и $2n/\omega_c$ (рис. 6). График показывает, что, при приближении частоты возмущения $\omega_в$ к частоте собственных колебаний ω_c, коэффициент динамичности возрастает, и максимум амплитуды колебаний достигается приблизительно при отношении $\omega_в/\omega_c = 1$. При этом из пяти представленных на рисунке наиболее удалена от резонансной зоны кривая с соотношением $2n/\omega_c = 0{,}58$ и максимумом коэффициента динамичности 2,2, что характерно для предложенной конструкции адаптивного торсионного рессорного подвешивания при механическом коэффициенте демпфирования $\alpha_м = 55{,}8$ кг · с^2/м · рад. Тогда как при снижении последнего возможен вход рессорного подвешивания в резонанс.

Технико-экономическое преимущество предложенного технического решения в сравнении с известными очевидно, так как оно позволяет расширить эксплуатационные возможности торсионных рессор используемых в конструкциях не только автотракторного прицепа 2ПТС4-793А, но и другого подвижного состава — как безрельсового, так и рельсового, используемого в отечественной и зарубежной практике

Результаты исследования рекомендуются к использованию отраслевым НИИ автомобильной промышленности и сельскохозяйственного машиностроения, а также конструкторским подразделениям предприятий серийно изготавливающим, ремонтирующим и эксплуатирующим автомобильные и тракторные самосвальные прицепы, как в нашей стране, так и за рубежом.

Литература

1. Краткий автомобильный справочник. 10-е изд. перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1983. — 220 с.
2. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 2. Под ред П.Н. Усачёва. — 3-е изд. исправл. — М.: Машиностроение, 1988. — 312 с.
3. Mathieu Emile, Cours de physique mathematique, Paris, Gauthier-Villars, 1873.
4. Стретт М.Д.О. Функции Ламе, Матье и родственные им в физике и технике, пер. с нем., Хар.-К., 1935.
5. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям, пер. с нем., 5 изд., М., 1976.
6. Якубович В.А., Старжинский В.М. Линейные дифференциальные уравнения с периодическими коэффициентами и их приложения, М., 1972.
7. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. — 342 с.
8. Бабаков И.М. Теория колебаний. — М.: Наука, 1968. — 365 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 656.13(076.5)

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ НА ОСНОВЕ КООПЕРАЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ И СЕРВИСНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Д-ра техн. наук **ЯКУНИН Н.Н.** и **ЯКУНИНА Н.В.**,
канд. техн. наук **ДРЮЧИН Д.А.**
Оренбургский ГУ (dmi-dryuchin@yandex.ru)

Описана методика, позволяющая определить оптимальные параметры производственно-технической базы, автотранспортных предприятий с учётом обоснованной их кооперации с сервисными предприятиями. Определены функциональные зависимости, связывающие затраты на материальные и энергетические ресурсы при выполнении работ по техническому обслуживанию и текущему ремонту автотранспортных средств с объёмом выполняемых работ.

Ключевые слова: *эксплуатация автотранспортных средств, производственно-техническая база, техническое обслуживание, текущий ремонт.*

Yakunin N.N., Yakunina N.V., Dryuchin D.A.

INCREASE OF EFFICIENCY OF TECHNICAL OPERATION OF VEHICLES BASED ON COOPERATION OF MOTOR TRANSPORT AND SERVICE ENTERPRISES

A technique is described that makes it possible to determine the optimal parameters of the production and technical base, motor transport enterprises, taking into account their reasonable cooperation with service enterprises. Functional dependencies connecting the costs of material and energy resources in the performance of maintenance and current repair of vehicles with the volume of work performed are determined.

Keywords: *operation of vehicles, production and technical base, maintenance, current repairs.*

За последние десятилетия в автотранспортной отрасли страны произошли значительные структурные изменения, связанные с изменением общих принципов хозяйствования. Значительную долю рынка услуг по перевозке грузов и пассажиров теперь обслуживают мелкие и средние предприятия, как образованные вновь, так и функционирующие на производственно-технической базе, оставшейся "в наследство" от старой централизованной системы.

Очевидно, что малым автотранспортным предприятиям с небольшой численностью подвижного состава нецелесообразно содержать полноценную производственно-техническую базу, позволяющую выполнять весь комплекс работ по техническому обслуживанию и текущему ремонту автотранспортных средств. Как правило, данные виды работ, полностью или частично, выполняются по кооперации с сервисными предприятиями. В отличие от АТП, сервисные предприятия за счёт концентрации производства и выполнения значительных объёмов работ обеспечивают необходимую степень загруженности персонала и оборудования, что

позволяет им достичь более высоких показателей эффективности производства. Но стоимость услуг сервисного предприятия, как правило, включает и прибыль, что несколько увеличивает затраты на обслуживание при выполнении работ по кооперации.

В таких условиях актуальна задача определения структурных параметров кооперации автотранспортных и сервисных предприятий. Решение данной задачи предполагает разделение всех видов работ по поддержанию парка автотранспортных средств в исправном состоянии на две группы: первая — работы, выполняемые на производственно-технической базе АТП; вторая — работы, выполняемые по кооперации на производственно-технической базе сервисного предприятия. Результаты решения данной задачи служат основой для определения оптимальных технологических параметров производственно-технической базы АТП, обеспечивающих максимальную эффективность производства.

Принятие решения о целесообразности выполнения рассматриваемого вида работ на производственно-технической базе АТП основано на результатах сравнительного анализа затрат на выполнение данного вида и объёма работ силами АТП с затратами на выполнение аналогичных работ на базе сервисного предприятия с учётом условий кооперации. Данный подход проиллюстрирован при помощи графиков, представленных на рис. 1 [1, 4].

Как видим, кривая *1*, характеризующая зависимость затрат на выполнение *i*-го вида работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств на производственно-технической базе АТП от общей их трудоёмкости, не проходит через начало координат, так как структура затрат на содержание собственной производственно-технической базы включает некоторые постоянные затраты, не зависящие от объёма работ. При выполнении же работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств по кооперации АТП с сервисными предприятиями (кривая *2*), АТП не несёт постоянных затрат на содержание собственной производственно-технической базы. Следовательно, существует граничное значение объёма работ T_0, при котором затраты на обслуживание и ремонт автотранспортных средств на производственно-технической базе АТП равны затратам на выполнение того же объёма работ по кооперации с сервисным предприятием. При соблюдении условия $T_i < T_0$, рассматриваемый *i*-й вид

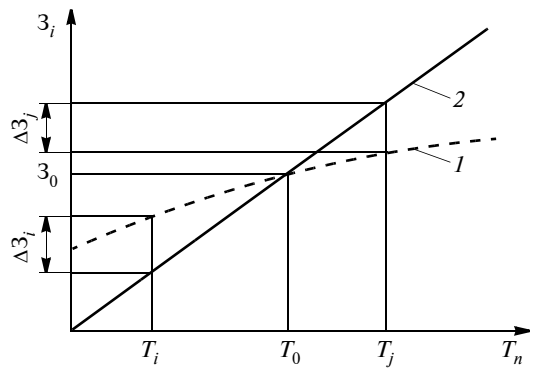


Рис. 1. Вид графиков, характеризующих зависимости затрат на обслуживание и ремонт автотранспортных средств от их общей трудоёмкости:

1 — затраты на выполнение работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств на производственно-технической базе АТП; *2* — затраты на выполнение работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств по кооперации АТП с сервисным предприятием; $З_i$ — затраты на выполнение *i*-го вида работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств; T_i — объём *i*-го вида работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств

№	Формула	Примечание
1	$З_{АТП}(T_i) - З_{СТО}(T_i) = 0$	$З_{АТП}(T_i)$ — функциональная зависимость затрат на выполнение *i*-го вида работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств на производственно-технической базе АТП от объёма данного вида работ; $З_{СТО}(T_i)$ — функциональная зависимость затрат на выполнение *i*-го вида работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств по кооперации с сервисным предприятием от объёма данного вида работ
2	$\sum_{j=1}^{n}\left(\frac{H_{Aj}Ц_j}{100}\right)+\left(\frac{H_{Азд}+H_{РСзд}}{100}\right)Ц_{зд}h_{здi}K_п \times \sum_{j=1}^{n}(S_j)+f_i(T_i)+T_i\left(\sum_{k=1}^{m}(Ц_kP_{ki})+ w_{удi}Ц_{1\ кВт}+\bar{C}_{чi}K_{доп}K_{соц}-K\bar{C}_{НЧ}\right)=0$	n — количество оборудования на *i*-м производственном подразделении; $Ц_j$ — балансовая стоимость *j*-го вида оборудования, руб.; H_{Aj} — норма амортизационных отчислений на *j*-ю группу оборудования, отнесённого к основным фондам, %; $Ц_{зд}$ — удельная стоимость 1 м^3 производственного помещения, руб.; $K_н$ — коэффициент, учитывающий объём здания по наружному обмеру; $h_{зд}$ — высота здания, м; S_j — площадь пола, занимаемая единицей *j*-го вида оборудования, м^2; $K_п$ — коэффициент плотности расстановки оборудования; $H_{Азд}$ — норма амортизации зданий, %; $H_{РСзд}$ — норма отчислений на ремонт и содержание зданий, %; $Ц_k$ — стоимость единицы *k*-го вида энергоносителя, руб./ед.; P_{ki} — удельный расход *k*-го вида энергоносителя на *i*-м производственном подразделении, ед/чел.-ч; $Ц_{1\ кВт}$ — тарифная плата 1 кВт · ч электроэнергии, руб.; $w_{удi}$ — удельный расход электроэнергии на *i*-м производственном подразделении, кВт/чел.-ч; $\bar{C}_{чi}$ — средняя часовая тарифная ставка ремонтных рабочих на *i*-м производственном подразделении, руб.; $K_{доп}$ — коэффициент, учитывающий все виды доплат и дополнительных расходов на охрану труда, спецодежду и т.д.; $K_{соц}$ — коэффициент отчислений на социальные нужды; $f_i(T_{0i})$ — функциональная зависимость накладных расходов от объёма выполняемых работ; $\bar{C}_{НЧ}$ — средняя стоимость нормо-часа услуг сервисного предприятия, руб.; K — поправочный коэффициент, учитывающий накладные расходы

Рис. 2. Структура затрат на выполнение работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств

работ целесообразно выполнять по кооперации с сервисным предприятием. В этом случае, отказавшись от содержания соответствующего производственного подразделения, АТП получит экономию $\Delta З_i$.

Очевидно, что для каждого вида работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств существует граничное значение объёма работ (T_0), которое целесообразно использовать в качестве критерия оценки эффективности выполнения данного вида работ на производственно-технической базе АТП.

Значение T_{0i} для i-го производственного подразделения может быть определено из выражения 1, приведённого в таблице. Для определения функциональных зависимостей, входящих в формулу, необходимо провести анализ структуры затрат на выполнение работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств (рис. 2) [2]. На основании выполненного анализа определён развёрнутый вид выражения 1 — формула 2.

Для определения граничных значений объёмов работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств (T_{0i}) в отношении производственных подразделений АТП выполнен комплекс экспериментальных исследований, в ходе которых определены функциональные зависимости накладных расходов от объёма выполняемых работ, а также значения удельного расхода электроэнергии и энергоносителей на 1 чел.-час выполняемых работ.

На рис. 3 представлен фрагмент данных, полученных в ходе экспериментальных исследований — диаграмма, отражающая значения удельного расхода электроэнергии для различных производственных подразделений производственно-технической базы АТП.

Решения уравнения 2 позволили определить значения граничных объёмов работ (T_{0i}), являющиеся критериями оценки целесообразности выполнения рассматриваемых видов работ по обслуживанию и ремонту автотранспортных средств на производственно-технической базе АТП. Численные значения граничных объёмов работ (T_{0i}) приведены на диаграмме, представленной на рис. 4.

Полученные данные могут быть использованы для определения рациональной структуры производственно-технической базы АТП [3]. Для решения данной задачи разработана соответствующая методика. Алгоритм, отражающий последовательность действий, пре-

Рис. 3. Удельный расход электроэнергии на производственных подразделениях производственно-технической базы АТП

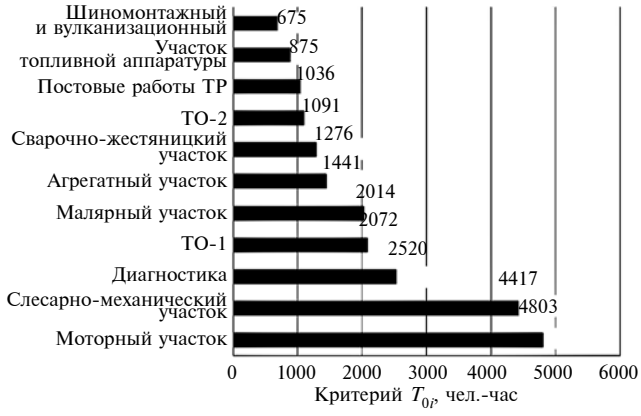


Рис. 4. Численные значения граничных объёмов работ (T_{0i}) для производственных подразделений производственно-технической базы АТП

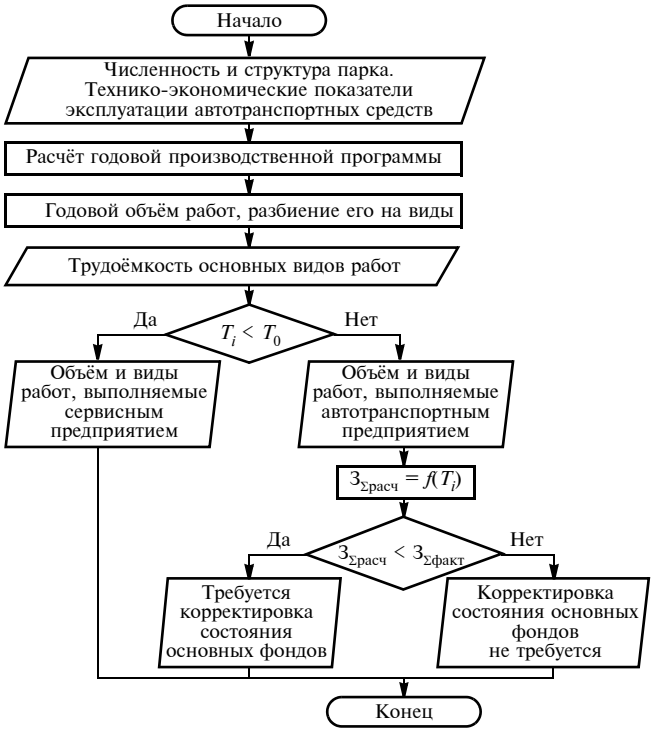


Рис. 5. Блок-схема алгоритма определения рациональной структуры производственно-технической базы АТП

дусмотренных разработанной методикой, представлен на рис. 5.

Практическая реализация данного алгоритма в отношении одного из автотранспортных предприятий города Екатеринбурга (ООО "Урал-Авто") позволила снизить затраты на обслуживание и ремонт автотранспортных средств на 17,8 % за счёт изменения структуры производственной базы. Комплексная модернизация производства, проводимая одновременно с изменением его структуры, позволит добиться снижения производственных затрат на 29,6 %.

Полученные результаты позволяют сделать заключение о целесообразности более широкого применения методики в отношении других автотранспортных предприятий. Оптимизация производственно-технической базы АТП способствует повышению эффективности технической эксплуатации автотранспортных средств, положительно влияет на загруженность и эффективность работы сервисных предприятий, что в итоге позволяет снизить себестоимость перевозок грузов и пассажиров.

Литература

1. Шахалевич Г.А. Методика определения структуры производственно-технической базы АТП на основе кооперации с сервисными предприятиями: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / Г.А. Шахалевич; рук. Д.А. Дрючин. — Оренбург, 2012. — 139 с.
2. Результаты моделирования затрат на эксплуатацию автобусов / Д.А. Дрючин, Н.Н. Якунин, А.В. Артамкин, С.Н. Якунин, В.А. Погорелов // Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин. — Материалы МНТК, 2007. — Ч. 2. — Тюмень: ТюмГНГУ. — С. 98—102.
3. Напольский Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания: учеб. для вузов / Г.М. Напольский. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1993. — 271 с.
4. Якунин Н.Н. Методологические основы контроля и управления техническим состоянием автомобилей в эксплуатации: монография / Н.Н. Якунин. — М.: Машиностроение, 2003. — 178 с.

УДК 656.065.36

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ "АВТОБУСНЫЙ ПАРК — ГАЗОЗАПРАВОЧНЫЙ КОМПЛЕКС"

Д-р техн. наук **БОНДАРЕНКО Е.В., ШАЙЛИН Р.Т.**,
канд. техн. наук **ФИЛИППОВ А.А.**
Оренбургский ГУ (raul20082008@mail.ru)

Представлена математическая модель, позволяющая определять на основе параметров работы регулярных маршрутов параметры заправочного пункта: количество постов, объём резервуаров газа, площадь заправочного пункта, место размещения заправки. Дополнительно в статье представлен критерий оценки газовой заправки с позиции доступности для потребителя.

Ключевые слова: *математическая модель, газовое топливо, заправка, параметр, размещение.*

Bondarenko E.V., Shailin R.T., Filippov A.A.
MATHEMATICAL MODEL OF THE "BUS FLEET— THE GAS-FILLING COMPLEX" SYSTEM

In article the mathematical model allowing to define on the basis of parameters of work of regular routes, parameters of a fueling point is provided: quantity of posts, volume of reservoirs of gas, area of a fueling point, gas station location. In addition in article the criterion for evaluation of gas gas station from a position of availability to the consumer is provided.

Keywords: *mathematical model, gas fuel, gas station, parameter, placement.*

Использование природного газа в качестве моторного топлива — наиболее актуальное в настоящее время направление снижения издержек при эксплуатации автомобильного транспорта. На региональном уровне в поддержку этого направления вводились различные программы, однако, как показала практика, запланированные показатели не были достигнуты из-за рисков, связанных с финансовыми затруднениями участников программ, и наличия на рынке более экономически привлекательных предложений переоборудования на газ сжиженный нефтяной [1].

В условиях возрастающего интереса к использованию КПГ в качестве моторного топлива целесообразно формирование и развитие газозаправочного комплекса по принципу "материнская-дочерняя" заправки, т.е. расширение зоны реализации КПГ за счёт передвижных заправочных средств [2]. При этом необходимо учитывать следующие условия и требования: рассматриваемые "дочерние" заправки должны быть ориентированы на обслуживание парка автобусов, участвующих в регулярных пассажирских перевозках, что предполагает наличие достаточного количества и номенклатуры передвижных заправочных средств; необходимо поддерживать достаточно высокий уровень технологической дисциплины при проведении заправочного процесса, т.е. бесперебойности обслуживания

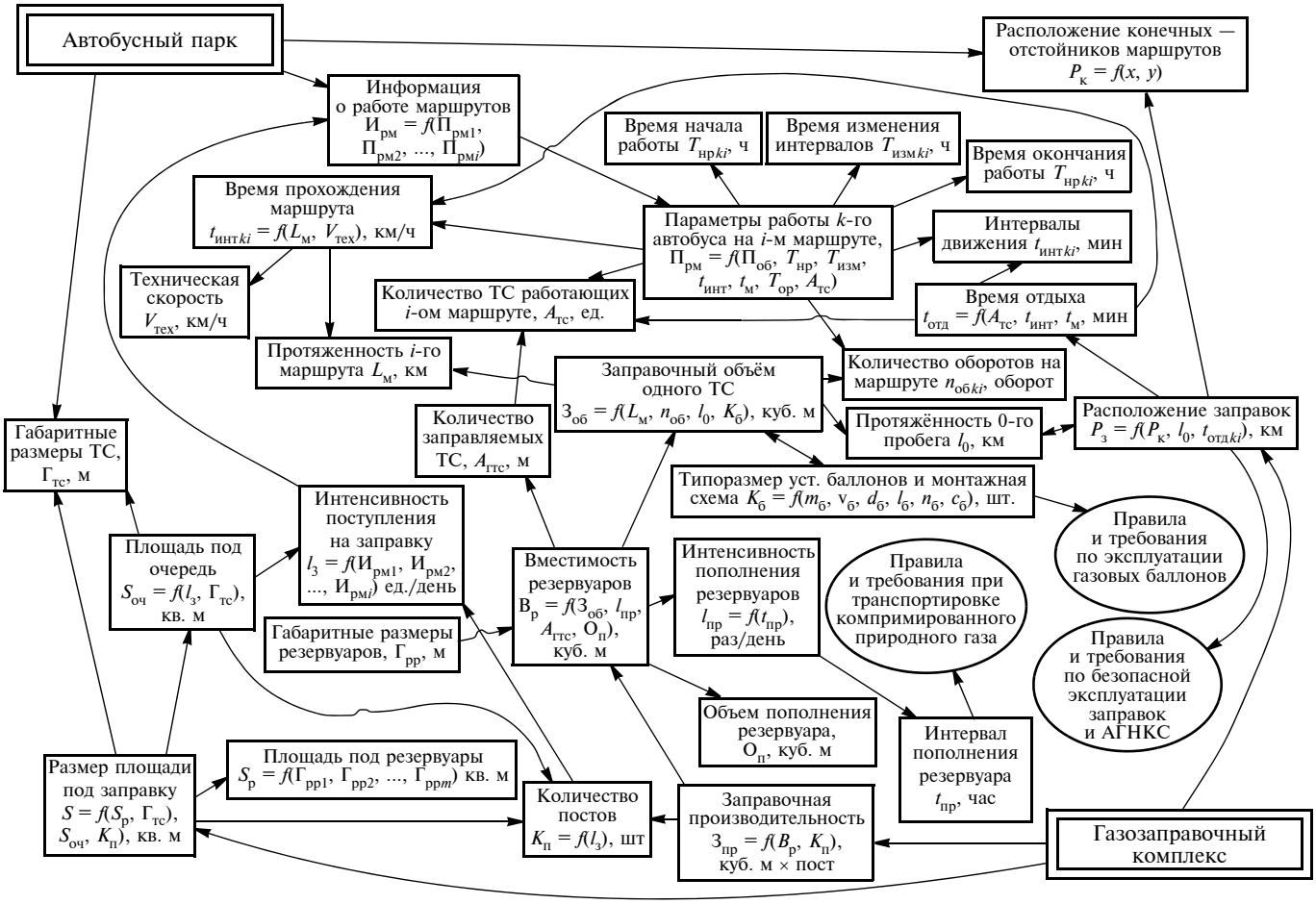


Рис. 1. Система "автобусный парк — газозаправочный комплекс"

АТС; площади заправочных пунктов и стоянок, ожидающих обслуживания на заправке АТС, определяются исходя из количества подвижного состава; должны учитываться схемы основных транспортных потоков, размещения пунктов тяготения рассматриваемого подвижного состава (конечных пунктов), расстояния между пунктами базирования заправок, лимитирующего расстояния от пункта размещения подвижного состава до пункта базирования заправочной точки. (Графическое представление системы в виде взаимосвязей параметров автобусного парка и параметров газозаправочного комплекса представлено на рис. 1.)

Комплексный учёт перечисленных выше условий и требований предопределили необходимость разработки соответствующей математической модели "Автобусный парк — газозаправочный комплекс" (формула 1 в таблице) и сопутствующих методик, позволяющих находить организационные и управленческие решения, направленные на создание рациональной сети заправочных станций на примере автобусного парка, участвующего в регулярных пассажирских перевозках.

Разработанный авторами комплекс методик учитывает основные факторы, влияющие на развитие системы "автобусный парк — газозаправочный комплекс" региона. Составляющие системы, в свою очередь, представляют собой комплекс параметров заправочной сети, которые были выявлены на основании заявленных параметров работы автобусного парка.

К таким параметрам относятся следующие.

Габаритные размеры транспортных средств $Г_{ТС}$. На основе данного параметра определяются размеры площади под заправку S, площади под очередь $S_{оч}$ (формула 2).

Информация о параметрах работы маршрутов $И_{РМ}$, которые определяются на основе сведений работы каждого автобуса всех маршрутов $П_{РМ}$, имеющих одну общую площадку межрейсового ожидания. $П_{РМ}$ в свою очередь включает в себя составляющие, представленные в формуле 3. Для получения сведений о работе маршрутов (время выезда на маршрут, время возвращения на площадку межрейсового ожидания, время отдыха) был разработан алгоритм, представленный на рис. 2, имитирующий работу маршрутных транспортных средств. Результат использования программы представлен на рис. 3.

Расположение площадок межрейсового ожидания автобусов $Р_К$, по которой определяется расположение заправок $Р_З$, определялось на основе картографических данных (формула 4).

Расположение заправок $Р_З$ — параметр газозаправочного комплекса, определяется на основе исходного положения площадки межрейсового ожидания авто-

бусов $Р_К$, с использованием уравнения 5 и ограничивающих требований, указанных в нормативной документации, определяющих правила и требования по безопасной эксплуатации АГНКС и заправок.

Заправочная производительность $З_{ПР}$ — параметр газозаправочного комплекса, позволяющий определить достаточность постов на заправке и вместительную ёмкость стационарных модульных заправочных блоков. Определяется $З_{ПР}$ на основе вместительности резервуаров и количества постов (формула 6).

Размер площади под заправку S — параметр газозаправочного комплекса, включающий в себя площадь под посты, резервуары, очереди (формула 7).

В соответствии с полученными параметрами газозаправочного комплекса определяются и технико-экономические показатели для заправочных средств, участвующих в формировании газозаправочного комплекса.

Так, полученное значение $Р_З$ позволяет определить допустимую удалённость объекта обслуживания (рис. 4), которая характеризует доступность пунктов заправочной сети и определяет величину клиентской удовлетворённости Z их расположением. Разумеется, удаленность, как и затраты на перевод парка техники для работы на КПГ $A_i[G]$, а также на создание и функционирование заправочного пункта ($C_N[G]$)), должны стремиться к минимуму (формула 8).

Для оценки предлагаемых решений по формированию региональной сети заправочных станций КПГ и сравнения её с существующей разработан оценочный показатель, названный как "коэффициент удовлетворённости объектами обслуживания" [3]. Данный пока-

№	Формула	Примечание
1	$С = \begin{cases} АП = f(Г_{ТС}, И_{РМ}, Р_К) \\ ГЗК = f(Р_З, З_{ПР}, S) \end{cases}$	$Г_{ТС}$ — габаритные размеры ТС, м; $И_{РМ}$ — информация о работе маршрутов; $Р_К$ — расположение площадок межрейсового ожидания; $Р_З$ — расположение заправки, характеризующееся расстоянием от площадок межрейсового ожидания автобусов, км; $З_{ПР}$ — заправочная производительность, м^3 — пост; S — площадь под заправку, м^2
2	$Г_{ТС} = f(a_{тс}, b_{тс})$, м^2	$a_{тс}$ — длина ТС, мм; $b_{тс}$ — ширина ТС, мм
3	$П_{РМ} = f(n_{об}, Т_{НР}, Т_{изм}, t_{инт}, t_м, Т_{ОР}, А_{ТС})$	$n_{об}$ — количество выездов с площадок межрейсового ожидания на маршрут, выезд; $T_{НР}$ — время начала работы маршрута, ч; $T_{изм}$ — время изменения интервала движения автобусов на маршруте, час; $T_{ОР}$ — время окончания работы маршрута, ч; $t_{инт}$ — интервал движения автобусов, мин; $t_м$ — время прохождения маршрута в одно направление, мин; $А_{ТС}$ — количество подвижного состава задействованного на маршруте, ед.
4	$Р_К = f(x, y)$	x, y — координаты точки на карте
5	$P_З = l_0 \geqslant \frac{V_{экспл} t_{отд}}{2}$	l_0 — протяжённость 0-го пробега, км; $V_{эксп}$ — эксплуатационная скорость, км/ч; $t_{отд}$ — время отдыха автобуса между выездами на рейс
6	$З_{ПР} = \begin{cases} В_Р К_П, \text{ куб. м} \cdot \text{пост} \\ В_р = З_{об} А_{ГТС} \leqslant I_{ПР} О_П, \text{ куб. м} \\ К_П = \frac{t_{обсл} I_З}{60 t_{раб.з} k_{нер}}, \text{ пост} \end{cases}$	$В_р$ — вместимость резервуара, м^3; $К_П$ — количество постов, пост; $З_{об}$ — заправочный объём одного транспортного средства, м^3; $А_{ГТС}$ — количество газомоторных транспортных средств, ед; $I_{ПР}$ — интенсивность пополнения резервуара, раз/день; $О_П$ — объём пополнения резервуара, м^3; $t_{обсл}$ — время обслуживания одного транспортного средства на заправочном посту, мин; $I_З$ — интенсивность поступления на заправку, ед/ч; $t_{раб.з}$ — время работы заправочного пункта, принимаемое равному времени работы автобусных маршрутов, ч; $k_{нер}$ — коэффициент неравномерности поступления транспортных средств на заправку в течение рабочего дня, $k_{нер} = (T_{изм2} - T_{изм1})/t_{раб.з}$
7	$S = S_р + S_{оч} + (a_{тс} b_{тс}) k_п$	S — площадь, занимаемая резервуарами, м^2; $S_{оч}$ — площадь, занимаемая автобусами, находящимися в очереди, м^2
8	$\sum_i C_n[G] + \sum_i A_i[G] \to \min_G$, руб.	—
9	$K_{уд} = \frac{(t_{раб} - t_{обсл})\delta P - P_{крит}}{t_{раб}\delta P - P_{крит}} \to 1$ при $t_{раб} - t_{обсл} \geqslant t_{крит} = P_{крит}/\delta P$	$P_{крит}$ — критическая результативность деятельности, усл. ед.; δP — удельная единица результативности деятельности, усл.ед/ч; $t_{раб}$ — время работы водителя или автобуса с момента выезда из автопарка и заканчивая возвращением в автопарк, мин (ч); $t_{обсл}$ — время обслуживания на заправке, мин (ч); $t_{крит}$ — критически возможное время прохождения обслуживания на заправке, мин (ч)
10	$Z[G] = \begin{cases} \sum_i C_n[G] + \sum_i A_i[G] \to \min_G \\ K_{уд} = \frac{P_{факт} - P_{крит}}{(t_{общ} - t_{планир.обсл})\delta P - P_{крит}} \to 1 \end{cases}$	—

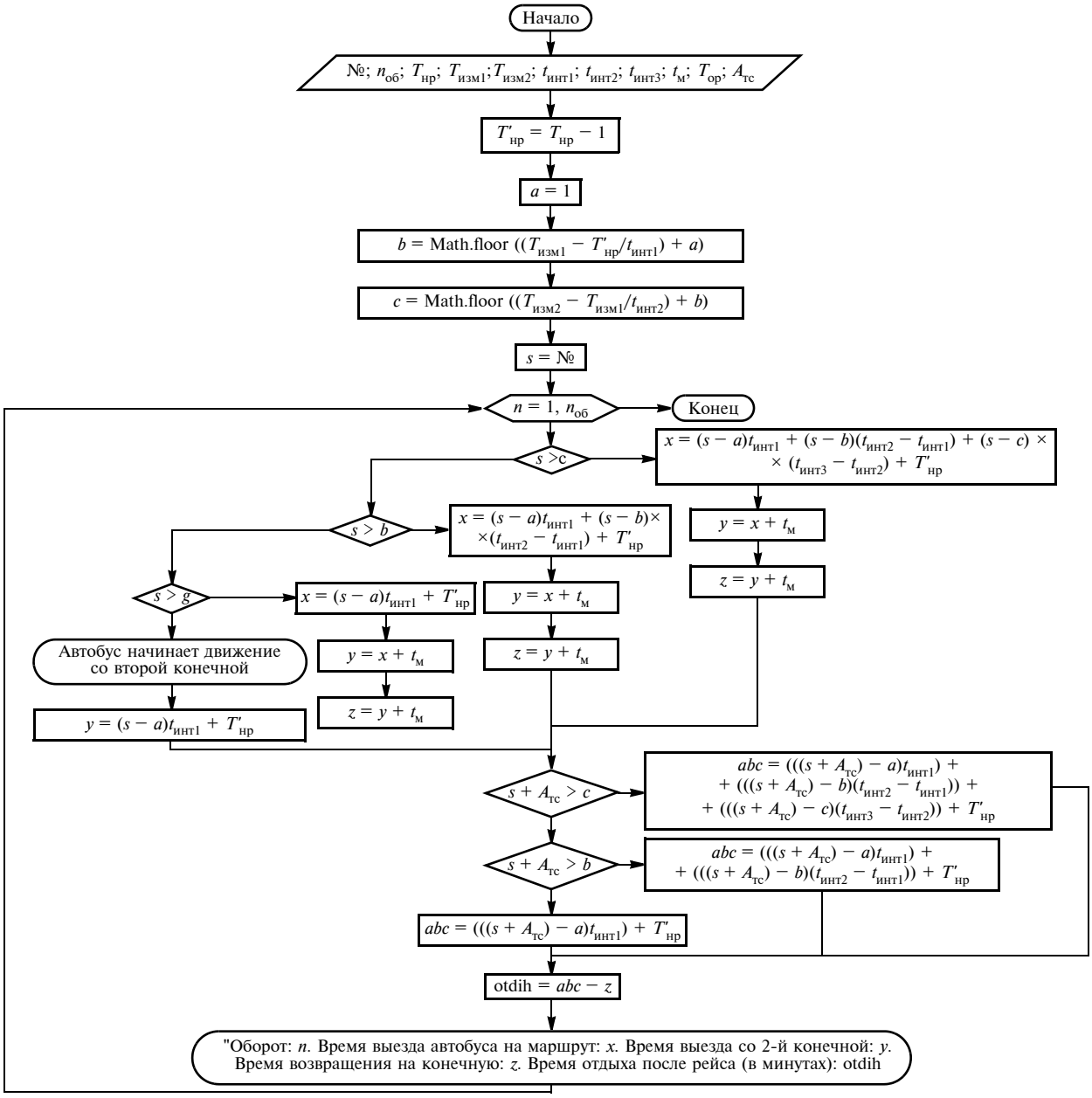


Рис. 2. Алгоритм программы, имитирующей работу подвижного состава, задействованного на пассажирских маршрутных перевозках

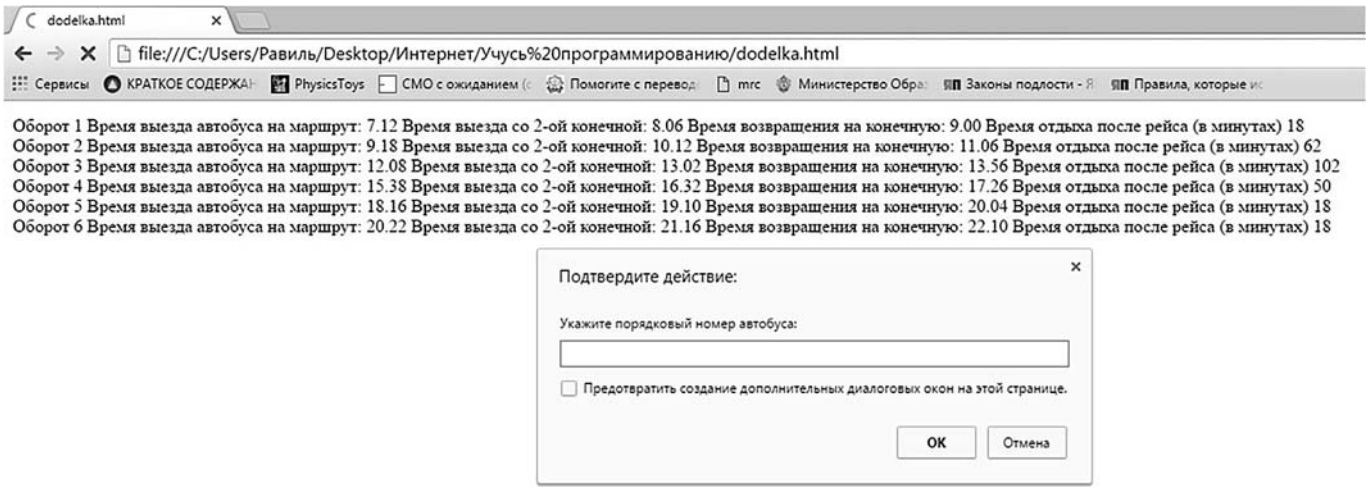


Рис. 3. Результаты расчёта

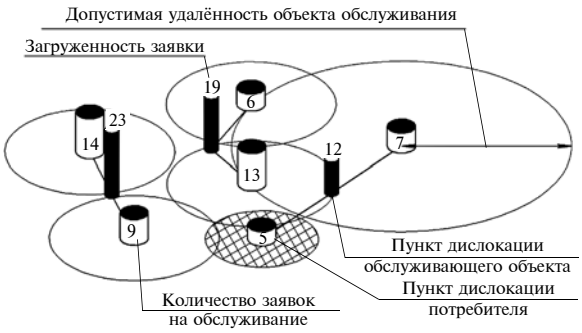


Рис. 4. Размещения объектов заправочной сети в зависимости от удаленности потребителей на основе параметра $P_З$

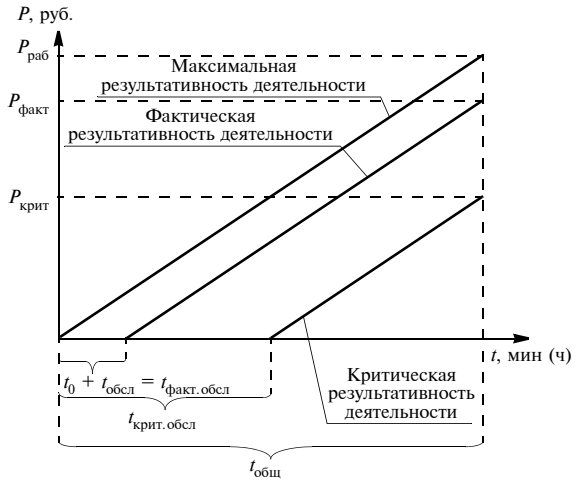


Рис. 5. Графическая интерпретация оценочного показателя обслуживающего объекта:

$P_{факт}$ — фактическая результативность деятельности, усл. ед.; $P_{крит}$ — критическая результативность деятельности, усл. ед.; $P_{раб}$ — максимальная результативность деятельности, усл. ед.; t_0 — время нулевого пробега на заправку, мин (ч); $t_{обсл}$ — время обслуживания на заправке, мин (ч); $t_{факт.обсл}$ — фактическое время, затрачиваемое на проведение заправочного процесса, мин (ч); $t_{крит.обсл}$ — критически возможное время прохождения обслуживания на заправке, мин (ч); $t_{общ}$ — общее время деятельности, мин (ч)

затель учитывает следующие факторы: "плечо" заправки, дорожная сеть, пропускная способность заправочного пункта и его влияние на время транспортной работы подвижного состава. Графическая иллюстрация в упрощённом виде может быть представлена как зависимость результативности от временных показателей (рис. 5) [3]. Математически данный оценочный показатель описывается формулой 9.

Таким образом, учёт коэффициента удовлетворённости объектами облуживания и комплекса затрат формирует целевую функцию, представленную в виде системы уравнений 10.

Результаты исследования позволяют создавать рациональную сеть заправочных станций, основываясь на параметрах работы автобусов, участвующих в регулярных пассажироперевозках. Оценка необходимости размещения заправочного пункта проводится на основе представленного оценочного показателя в совокупности с понесёнными затратами. Разработанная на основе данной математической модели заправочная сеть даёт возможность расширить использование природного газа в качестве моторного топлива также для таксомоторных перевозок, коммунальной техники и личных АТС.

Литература

1. Бондаренко Е.В., Федотов А.М., Шайлин Р.Т. Формирование сети заправочных станций компримированным природным газом // Вестники Оренбургского государственного университета. — 2014. — № 10. — С. 23—29.
2. Бондаренко Е.В., Филиппов А.А., Фазуллин М.Р., Шайлин Р.Т. К вопросу о необходимости развития сети метановых заправок в г. Оренбурге // Мир транспорта и технологических машин. — 2012. — № 4. — С. 15—23.
3. Бондаренко Е.В., Филиппов А.А., Шайлин Р.Т. Коэффициент потребительской оценки результативности деятельности обслуживающих предприятий как основа для разработки инновационных проектов // Мир транспорта и технологических машин. — 2014. — № 1. — С. 15—21.

УДК 629.113

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ПО ВНЕШНИМ ПРИЗНАКАМ

Канд. техн. наук **МАДОРСКИЙ Л.В.**
Ростовский ГУ путей сообщения (mlv201@ya.ru)

Показаны возможности диагностирования технического состояния автоматических коробок передач по внешним признакам. Все проблемы разделены на отказы механической части самой коробки и её системы управления на основе физики процесса проявления неисправностей. Приведён наиболее простой самостоятельный способ выявления неисправностей силового агрегата автомобиля — стояночный тест.

Ключевые слова: *автоматическая коробка передач, автомобильный двигатель, гидротрансформатор, электронный блок управления, соленоиды, стояночный тест.*

Madorsky L.V.

DIAGNOSTICS OF AUTOMATIC TRANSMISSIONS TRANSMISSION BY THE EXTERNAL SIGNS

The possibilities of diagnosing the technical condition of the automatic transmission by the external signs. All problems are divided into failures of the mechanical part of the box and its management system based on the physics of the process of manifestation of faults. The most simple independent method of Troubleshooting the power unit of the car — Park test.

Keywords: *automatic transmission, car engine, torque Converter, electronic control unit, solenoids, Parking test.*

Как известно, автоматическая коробка переключения передач — наиболее сложный агрегат автомобиля, а вкупе с гидротрансформатором составляет уже *гидромеханическую передачу*, в которой причудливо сочетаются механика, гидравлика и электрика...

Гидротрансформатор, выполняя функции "жидкого" сцепления, передает силовой поток от двигателя к автоматической коробке передач за счёт кинетической энергии рабочей жидкости и одновременно автоматически изменяет крутящий момент в зависимости от нагрузки. В результате гидротрансформатор расширяет передаточный диапазон трансмиссии. В гидротрансформаторе и в автоматической коробке передач используется одна и та же рабочая

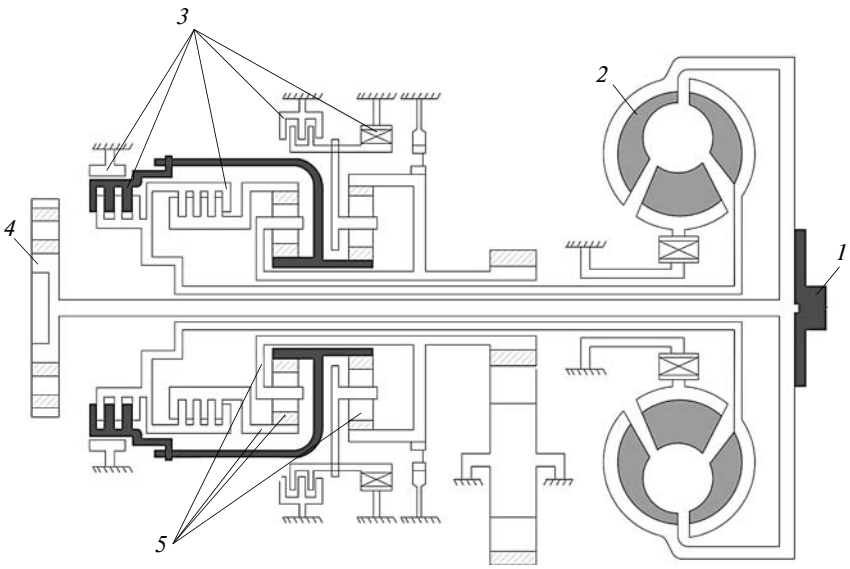


Рис. 1. Схема механической части автоматической коробки передач:
1 — коленчатый вал; *2* — гидротрансформатор; *3* — фрикционные механизмы; *4* — масляный насос; *5* — звенья планетарного ряда

жидкость — масло серии *ATF* (*automatic transmission fluid*). Гидротрансформатор можно условно считать частью автоматической коробки передач, так как он управляется гидравлической системой коробки и демпфирует рывки при переключении передач в коробке.

Для диагностирования автоматических коробок передач по внешним признакам нужно понимать физику процесса проявления неисправностей, основанную на устойчивых знаниях устройства и принципах работы агрегата. Автоматическая коробка передач включает системы: механическую — планетарный редуктор; электрическую — систему управления; гидравлическую — насос и гидравлический блок.

Механическая система коробки отвечает за переключения передач (рис. 1). Основу механической части автоматической коробки передач составляет планетарный редуктор, состоящий из планетарных рядов. Изменение передаточных чисел в планетарном редукторе происходит ступенчато путём блокировки одного или нескольких звеньев планетарного ряда. Блокировка коронной шестерни способствует увеличению передаточного числа, солнечной шестерни — уменьшению передаточного числа, водила — смене направления вращения. Блокировка осуществляется с помощью фрикционных механизмов: ленточных тормозов, дисковых и обгонных муфт.

В современных автоматических коробках передач дисковые фрикционные муфты применяются как в качестве тормоза для соединения определённого звена планетарного ряда с корпусом коробки, так и в качестве сцепления двух звеньев ряда. По сути такая муфта — аналог обычного многодискового сцепления. Это пакет чередующихся дисков сцепления мокрого типа, одна половина из которых имеет зацепление на ступицу, а другая — на корпус муфты. Диски сжимаются кольцеобразным поршнем, перемещающимся давлением масла (рис. 2). При уменьшении давления пружины разъединяют диски. Обычно ремонт "автомата" сводится к замене изношенных фрикционных дисков на новые. Кроме дисковых элементов для управления планетарного ряда могут использоваться автоматические элементы — обгонные муфты, например для удержания водила от вращения в обратную сторону.

Другими словами, в одном корпусе автоматической коробки передач собрано несколько самостоятельных одноступенчатых коробок передач, управляемых каждая собственным сцеплением. Управляет этим процессом гидравлический блок по командам электронного блока управления в зависимости от скорости автомобиля и нагрузки на двигатель, а также режима работы автоматической коробки передач.

Гидравлическая система осуществляет передачу крутящего момента и подвод масла к фрикционным механизмам в гидротрансформаторе и к планетарным рядам автоматической коробки передач. Основное устройство гидравлической системы — гидроблок, который распределяет давление масла от насоса через систему клапанов к соответствующим исполнительным механизмам управления тормозами и блокировочными муфтами для переключения передач и блокировки гидротрансформатора. Гидроблок механически соединен с рычагом (селектором) выбора диапазонов.

Состоит гидроблок из 2—3 клапанных коробок, напоминающих в разрезе электронную печатную плату. Каждая коробка содержит определённое число отверстий, золотников и клапанов, осуществляющих закрытие и открытие узких извилистых каналов для прохождения масла. Такие компактные лабиринты каналов заменили собой множество гидравлических шлангов. Полученные каналы в металлической плите в соответствии с гидравлической схемой управления образуют гидравлические контуры управления фрикционными механизмами. При этом каждый гидравлический контур управляется не гидравлическим, а электромагнитным клапаном.

Электрическая система отвечает за управление всеми режимами ра-

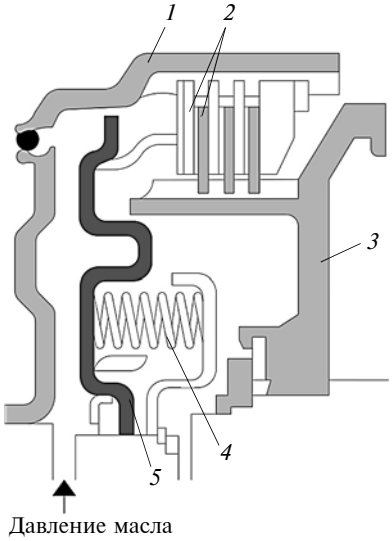


Рис. 2. Фрикционная муфта:
1 — корпус; *2* — фрикционные диски; *3* — ступица; *4* — пружина; *5* — поршень

боты автоматической коробки передач и обеспечивает связь с другими системами автомобиля. Она включает входные датчики, электронный блок управления, гидравлический блок и рычаг (селектор) выбора диапазонов. ЭБУ анализирует сигналы датчиков и управляет гидравлической системой с помощью соленоидов, установленных в гидроблоке, в соответствии с алгоритмом работы коробки.

Соленоиды — электромагнитные клапаны — соединяют гидравлическую систему коробки с электрической системой. В системе управления используются соленоиды двух типов: переключающие и регулирующие давление. Соленоиды, регулирующие давление, служат для формирования давления, как в основной магистрали, так и непосредственно в бустерах фрикционных механизмов управления. Такие соленоиды с широтно-импульсной модуляцией используются также для регулирования скорости скольжения блокировочной муфты гидротрансформатора и формирования давления подпора гидроаккумуляторов.

Соленоиды переключения применяются собственно для управления переключением передач. Эти соленоиды, как правило, могут находиться в одном из двух положениях: включен или выключен. Совместная работа соленоидов переключения определяется их числом. Обычно в системах управления передач простых четырёхступенчатых коробок может применяться только два соленоида переключения. ЭБУ выбирает требуемые комбинации их включенного и выключенного состояний для управления гидравлическими клапанами переключения соответствующих передач. Это позволяет в случае обесточивания системы управления обеспечить движение автомобиля на одной передаче.

В современных автоматических коробках передач применяется больше различных комбинаций соленоидов с различной логикой управления, и схемы их гидравлических систем будут отличаться [1]. Так, в некоторых системах управления используются пять соленоидов, причем все они работают в режиме широтно-импульсной модуляции. Один соленоид предназначен для управления блокировочной муфтой гидротрансформатора, а четыре используются для переключения передач. Причём каждый из соленоидов переключения передач управляет только одним фрикционным элементом. Увеличение числа соленоидов несколько усложняет гидравлические схемы современных автоматических коробок передач, однако они по-прежнему состоят из одних и тех же элементов. На рис. 3 представлена упрощённая гидравлическая схема управления автоматической коробкой передач, где показаны только два гидравлических контура переключения передач [2].

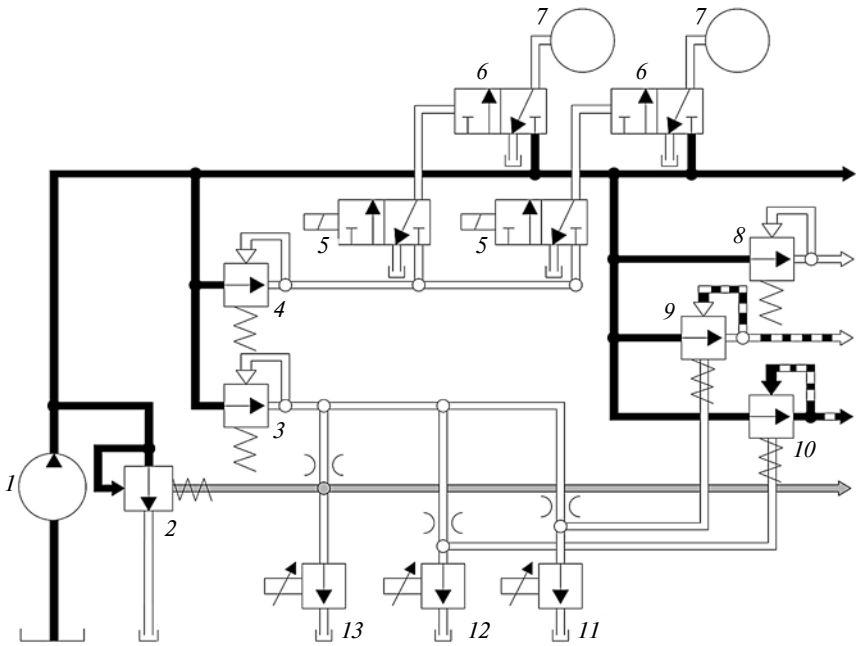


Рис. 3. Упрощённая гидравлическая схема управления автоматической коробкой передач:

1 — насос; *2* — регулятор давления; *3* — клапан понижения давления; *4* — клапан выбора диапазонов; *5* — электромагнитный распределительный клапан; *6* — клапан переключения передач; *7* — механизм переключения передач; *8* — клапан управления давлением гидротрансформатора; *9* — клапан управления; *10* — клапан управления блокировочной муфтой гидротрансформатора; *11* — соленоид клапана управления; *12* — соленоид управления блокировочной муфтой гидротрансформатора; *13* — соленоид регулятора давления

Несмотря на большой заложенный ресурс работы автоматической коробки передач, эксплуатация её часто сопровождается отказами. Поиск неисправностей рекомендуется проводить в три этапа [3]: сформулировать признак отказа и определить его наличие; разработать алгоритм поиска отказа; найти отказавший элемент.

Автоматическая коробка передач — агрегат "закрытый" и не сразу понятный, поэтому признак отказа сформировать сложно. Каждая конкретная неисправность может иметь несколько признаков. С другой стороны, несколько неисправностей могут иметь похожие внешние признаки. Один и тот же признак может соответствовать не только десяткам различных повреждений в силовом агрегате, но и указывать и на коробку, и на двигатель, и на гидротрансформатор.

Не всегда нарушения в работе автоматической коробки передач возникают по причине её предполагаемой неисправности. Основная проблема автоматических коробок в том, что работают они в паре с двигателем, причём коробка в этой паре — ведомый агрегат, и между работой двигателя и правильной работой коробки имеется определённая взаимосвязь.

Действительно, если двигатель не может обеспечить соответствующий крутящий момент в зависимости от нагрузки, то и коробка передач, как и другие агрегаты трансмиссии, не сможет трансформировать его до величины, необходимой для обеспечения тягово-динамических показателей движения автомобиля. Например, давление масла в контуре гидравлической системы переключения передач, необходимое для сжатия соответствующих дисков фрикционных муфт в планетарных рядах, на большинстве автомобилей

зависит от параметра "нагрузка на двигатель", который может быть занижен из-за неисправности датчика массового расхода воздуха комплексной системы управления двигателя. В результате рабочее давление гидравлической системы коробки ниже нормы, и, как следствие, фрикционные диски пробуксовывают (коробка будет переключаться с задержкой или толчком). Если вовремя не определить такую неисправность, коробку можно ремонтировать бесконечно.

Другой пример, автомобиль разгоняется медленно. Возможно, виновата не коробка передач, а гидротрансформатор, через который к ней передается крутящий момент. Таким образом, можно оказаться в ситуации, когда выполненный дорогостоящий ремонт коробки покажет, что она исправна, а ремонтировать надо было двигатель или заменять гидротрансформатор.

Если под подозрением все же оказалась сама автоматическая коробка передач, нужно учитывать, что причиной отказа могут быть неисправности как самой коробки (её механической и гидравлической систем), так и её электрической системы управления. И в этом случае важно правильно сформулировать признак отказа коробки и определить его наличие в названных системах, перед тем как снимать и разбирать коробку.

Например, отсутствие движения вперёд либо назад указывает на серьёзные проблемы в механической части автоматической коробки передач, которые потребуют её демонтажа и разборки. Дело в том, что алгоритмы управления коробкой не предусматривают блокировки движения в случае отказов в системе управления. Даже если от исправной коробки отсоединить все провода и датчики, автомобиль может двигаться без хорошей динамики и переключений передач. И наоборот, неисправности электрической системы ремонтом или заменой автоматической коробки передач не устранить.

При возникновении неисправностей в электрической системе в памяти ЭБУ появляются коды неисправностей и запускается аварийная программа работы коробки, которая использует замещающие сигналы. Алгоритмы работы системы управления в аварийном режиме определяются моделью автоматической коробки передач. В большинстве случаев включается только вторая или третья передача, все другие переключения и блокировка гидротрансформатора запрещены. Аварийный режим сопровождается миганием или постоянной индикацией на панели приборов одного из сигналов: "*Hold*", "*S*","*OD off*" и т.п. В случае совмещенного ЭБУ таким сигналом может быть "*Check engine*" или символ в виде двигателя. Другой вариант — на мониторе появляется текстовое предупреждение.

Неисправности электрической системы можно диагностировать с помощью сканера. Компьютерная диагностика может определить наличие отказа и подсказать направление поиска. Однако большая часть сообщений о характере неисправностей в виде кодов часто бывают малоинформативными. Более того, существуют неисправности, по которым коды ошибок вообще не фиксируются. Особенно это касается механической системы. В современных автоматических коробках передач коды неисправности для механики фиксируют только несоответствия оборотов входного и выходного валов коробки передач или входного вала и коленчатого вала двигателя, что позволяет проконтролировать соответственно передаточное число включенной ступени "автомата" и работоспособность системы блокировки гидротрансформатора. Таким образом, контролируется наличие проскальзывания дисков фрикционов системы переключения передач и муфты блокировки гидротрансформатора. Любые другие способы применения электронной диагностики для определения причин механических разрушений будут способствовать неточным и неоднозначным выводам.

Правильный анализ результатов компьютерной диагностики электрической системы возможен, если одновременно учитывать и внешние признаки проявления неисправности. С другой стороны, многие неисправности системы управления автоматической коробкой передач не удаётся определить, только анализируя их внешние проявления.

Для диагностирования по внешним признакам важно выделить момент появления и продолжительность аварийного режима. Так, при постоянном горении лампочки аварийного режима ЭБУ будет неправильно выбирать обороты для переключения передач, а в некоторых случаях блокировать работу трансмиссии. Взаимосвязь условий включения индикации аварийного режима автоматической коробки передач и предполагаемой неисправности показаны в таблице.

Диагностирование по внешним признакам следует начинать с проверки уровня и цвета масла автоматической коробки передач — основного и доступного метода при рыночной покупке автомобилей с пробегом. Процедура достаточно полно описана в инструкциях по эксплуатации автомобилей. При наличии измерительного щупа сначала целесообразно оценить состояние масла по цвету на неработающем двигателе. Из-за добавления красителей свежее масло имеет красный или жёлтый (зелёный) цвет, но при эксплуатации его цвет достаточно быстро изменится на тёмно-вишнёвый или тёмно-коричневый. Густое чёрное масло указывает на предстоящий ремонт коробки. Нормальное масло — текучее, нелипкое, хорошо впитывается в бумажное полотенце. Мутным становится масло из-за попадания в него охлаждающей жидкости. Дело в том, что для охлаждения масла установлен радиатор, ко-

Условия включения индикации аварийного режима	Предполагаемая неисправность
Только при определённых переключениях передач или вовсе отсутствовать	Соленоиды
Только при разгоне и торможении автомобиля	Датчики
Хаотично	Проводка
При переводе селектора в положение "D" или при первом переводе в любое положение	Рассинхронизация датчиков вращения входного и выходного валов коробки
После пуска двигателя или после его прогрева	Датчик температуры масла (при его наличии)

торый встроен в радиатор системы охлаждения двигателя. В этом случае следует заглянуть в систему охлаждения двигателя и убедиться, что антифриз прозрачный и не содержит водомасляной эмульсии. Горелый запах масла на щупе ставит под подозрение фрикционы исполнительных механизмов.

Затем следует измерить уровень масла — несоответствие может быть причиной более 20 неисправностей [4]. Низкий уровень масла приводит к падению давления в гидравлических контурах и, как следствие, быстрому износу фрикционных дисков муфт и тормозов. И наоборот, повышенный уровень вызывает вспенивание масла вращающимися шестернями, что также вызывает падение давления, хоть и несколько позже, чем в первом случае.

Первый признак низкого уровня — хорошо слышимый гул гидротрансформатора, который начинает работать с существенной пробуксовкой. Часто автоматическая коробка передач начинает работать исправно после того, как уровень масла приводится к норме.

Однако не на всех автоматах есть измерительный щуп. Если коробка была заправлена сравнительно недавно новым маслом, то ни цвет, ни запах не позволят правильно оценить её состояние. Более того, новое масло на щупе ставит под подозрение предпродажные действия продавца.

Высокая температура — главный фактор старения масла. Длительное использование перегретого масла приводит к образованию сгустков, которые могут забить узкие каналы клапанных коробок гидроблока и способствовать заливанию клапанов и выходу из строя фрикционных накладок. Важно вовремя это заметить и заменить свежим вместе с масляным фильтром.

Существует мнение, что заменой масла можно устранить большинство неисправностей автоматических коробок передач. Это не совсем так. Подгоревшие фрикционы новым маслом не восстановить. В лучшем случае коробка исправно отработает до 30 мин, и прежние внешние признаки вновь появятся.

Надо иметь в виду, что при замене масло сливается не полностью. Часть масла остается в каналах гидроблока и гидротрансформаторе, большинство из которых не имеют сливных пробок. Поэтому происходит не замена масла, а его освежение. Для полной смены масла в автоматической коробке передач понадобится двух- или трехкратная его замена.

Если есть сомнения относительно состояния масла, лучше снять поддон, осмотреть его и фильтр. Наличие осадка масла считается нормальным.

На этом первичная диагностика завершается.

Больше информации для диагностирования по внешним признакам дают дорожные испытания. Важно правильно сравнить результаты испытаний с предписаниями карт моментов переключений, издаваемых производителями автоматических коробок передач.

При переводе рычага в положение "D" автомобиль на ровном горизонтальном участке дороги должен тронуться плавно, без толчков и рывков. При нажатой не более 1/3 педали "газа" коробка на все переключения должна реагировать легко и непринуждённо. Моменты переключения передач определяются по падению оборотов двигателя. До скорости 50—60 км/ч передачи должны переключиться минимум дважды (с первой на вторую, со второй на третью). Если при переключении происходит небольшое возрастание оборотов двигателя, то это указывает на неисправность, причину которой придется ещё определить.

Переключения от начала передвижения рычага выбора диапазонов до момента срабатывания трансмиссии не должны быть растянутыми по времени. Так, переключение при помощи рычага на низшую передачу должно осуществляться за 1,0—1,5 секунды, а при ещё и нажатой педали "газа" — мгновенно. Большее время переключения свидетельствует о проблемах с гидроблоком, внутри которого упало давление.

При движении автомобиля с исправной автоматической коробкой передач переключение передач должно осуществляться последовательно и плавно. Рывки и толчки при переключении, как признаки, не главное. Их характер может быть разным и соответственно указывать на разные причины неисправности. Чаще всего моменты переключений и их качество связаны с работой гидравлической системы, реже — с двигателем.

Пробуксовка — основной признак неисправности автоматических коробок передач. Стрелка тахометра уходит вправо, а машина не торопится разгоняться, и в дальнейшем при включении передачи обороты двигателя резко падают. У исправной коробки при резком нажатии на педаль "газа" на скорости до 100 км/ч должно происходить переключение на более низшую передачу и только затем — на высшую. Признаки, похожие на пробуксовку, имеет и пропадание передачи — автомобиль набирает скорость, но в какой-то момент переключение на высшую передачу не происходит. Разгон заканчивается, а стрелка тахометра ещё находится в красной зоне. Главная причина обеих неисправностей — подгоревшие фрикционные диски из-за падения давления масла в гидравлических контурах вследствие нарушения работы соленоидов или другой неисправности гидроблока.

Простым приёмом диагностики в движении является регистрация оборотов двигателя, при которых происходит последовательное переключение передач. Так, при движении автомобиля по прямой и плавном нажатии на педаль "газа" должны осуществляться переключения передач вверх на каждые 1500—2000 мин$^{-1}$.

Если коробка переключается с задержкой или толчком, то это может быть связано не только с её неисправностью, но и происходить из-за повышенных оборотов холостого хода двигателя, изношенности опор силового агрегата, приводов (ШРУСов), крестовин карданного вала и тормозных скоб.

Некорректная работа электронных датчиков двигателя также может оказывать влияние на работу автоматической коробки передач. Так, неисправный датчик положения дроссельной заслонки приводит к переключению передач на очень высоких оборотах двигателя.

Другой признак неисправности — плохой разгон автомобиля с места до скорости 50—70 км/ч. Возможно виновата не коробка, а гидротрансформатор, через который передаётся крутящий момент от двигателя к

коробке. В случае поломки муфты свободного хода реакторного колеса круг циркуляции в гидротрансформаторе нарушается. Как следствие, передаваемый момент падает, и автомобиль разгоняется медленно.

Наиболее простым и действенным способом одновременной проверки гидротрансформатора, автоматической коробки передач и двигателя является стояночный тест на полностью заторможенном автомобиле при работающем на всю свою мощность двигателе [4]. При нажатой педали тормоза следует перевести рычаг селектора в режим "D", после чего другой ногой нажать до упора педаль "газа". Обороты двигателя начнут возрастать и через одну секунду у исправного двигателя должны достичь 2500—2800 мин$^{-1}$ (с дизелем ниже). Затем перевести рычаг в режим "N", для работы двигателя должен на холостых оборотах не менее одной минуты для охлаждения гидромеханической передачи. Затем аналогичная диагностика проводится и для режима "R".

Длительность каждого из этапов тестовой диагностики не должна превышать пяти секунд, иначе может возникнуть перегрев системы, и повреждение коробки. При появлении необычного шума проверку необходимо остановить. В процессе теста гидротрансформатор может производить небольшой скулящий шум, это считается допустимым. Однако любой металлический звук указывает на неисправность гидротрансформатора. Полученные результаты надо сравнить с номинальными значениями. При их отсутствии показания тахометра выше 3100 мин$^{-1}$ указывают на пробуксовку фрикционов, ниже 2100 мин$^{-1}$ — на слабый двигатель. При оборотах на 1/3 ниже максимальных — под подозрением названная муфта реакторного колеса гидротрансформатора.

Таким образом, правильный выбор направления поиска невозможен без знания физики процесса проявления неисправности. Знания устройства и понимание рабочих процессов, происходящих внутри автоматической коробки передач, больше способствуют поиску неисправностей, чем различные алгоритмы и таблицы, приводимые в литературных источниках. К сожалению, на многих ремонтных подразделениях из-за низкой квалификации специалистов поиск неисправностей выполняется по принципу "вскрытие покажет". Пытаться разобраться во внешних проявлениях поведения работающего двигателя, гидротрансформатора и, конечно, автоматической коробки передач полезно и владельцам автомобилей. Именно они "подтверждают финансово" направление поиска неисправности. И пока владельцы не усвоят первоначальные знания диагностирования по внешним признакам, ремонт их неисправных автоматических коробок передач будет длительным.

Литература

1. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач [Текст] / С.А. Харитонов. — М.: ООО "Издательство АСТ", 2003. — 335 с.
2. Микнас В. Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы [Текст] / В. Микнас, Р. Попиоль, А. Шпренгер. — М.: ООО "Книжное издательство "За рулем", 2012. — 352 с.
3. Данов Б.А. Электронные системы управления иностранных автомобилей [Текст] / Б.А. Данов. — М.: Горячая линия-Телеком, 2002. — 224 с.
4. Нагайцев М.В. Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей [Текст] / М.В. Нагайцев, С.А. Харитонов, Е.Г. Юдин. — М.: "Легион-автодата", 2000. — 125 с.

УДК 629.331

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЗАЩИТНОГО ПОКРЫТИЯ ПРИ ЦВЕТОВОМ ПОДБОРЕ КУЗОВНОГО РЕМОНТА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Кандидаты техн. наук **ХАСАНОВ И.Х., ХАСАНОВ Р.Х.**,
д-р техн. наук **РАССОХА В.И.**
Оренбургский ГУ (cabin2012@yandex.ru)

Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований по совершенствованию методики диагностирования защитного покрытия для цветового подбора лакокрасочного материала при ремонтной окраске кузова легкового автомобиля.

Ключевые слова: *диагностирование, кузов, кузовной ремонт, цветовой подбор, лакокрасочное покрытие.*

Khasanov I.Kh., Khasanov R.Kh., Rassokha V.I., IMPROVEMENT OF A TECHNIQUE OF DIAGNOSING OF A PROTECTING COVER AT COLOR SELECTION OF BODY REPAIR OF CARS

In work results of theoretical and pilot studies on improvement of a technique of diagnosing of a protecting cover for color selection of paintwork material at repair coloring of a car body are provided.

Keywords: *diagnosing, body, body repair, color selection, paint coating.*

При кузовном ремонте легковых автомобилей основную долю работ составляют подготовка к окраске и окраска как наиболее трудоёмкие и сложные в технологическом процессе (рис. 1). При этом одним из ответственных этапов вспомогательных работ является цветовой подбор колера лакокрасочного материала, т.е. получение необходимого цветового оттенка эмали путём смешения основных цветов однопигментных эмалей в определённой весовой пропорции.

Цветовая гамма эмалей, применяемых для окраски кузовов автомобилей и их деталей, автопроизводителями очень широка и разнообразна. Поэтому при окраске отдельных деталей кузова возникает необходимость подбора колера эмали, максимально приближенного по яркости, цветовому тону, насыщенности к подбираемому цвету. При цветовом подборе колера желательно владеть информацией о заводском лакокрасочном покрытии кузова легкового автомобиля (табл. 1).

При подборе колера необходимо принимать во внимание ряд факторов [1]. Так, лакокрасочные покрытия имеют свойство подвергаться старению — изменению цвета под влиянием атмосферных воздействий (солнечное облучение, колебания температуры, влага, соль на дорогах и промышленные загрязнения атмосферы). Поэтому при ремонтной окраске одного и того

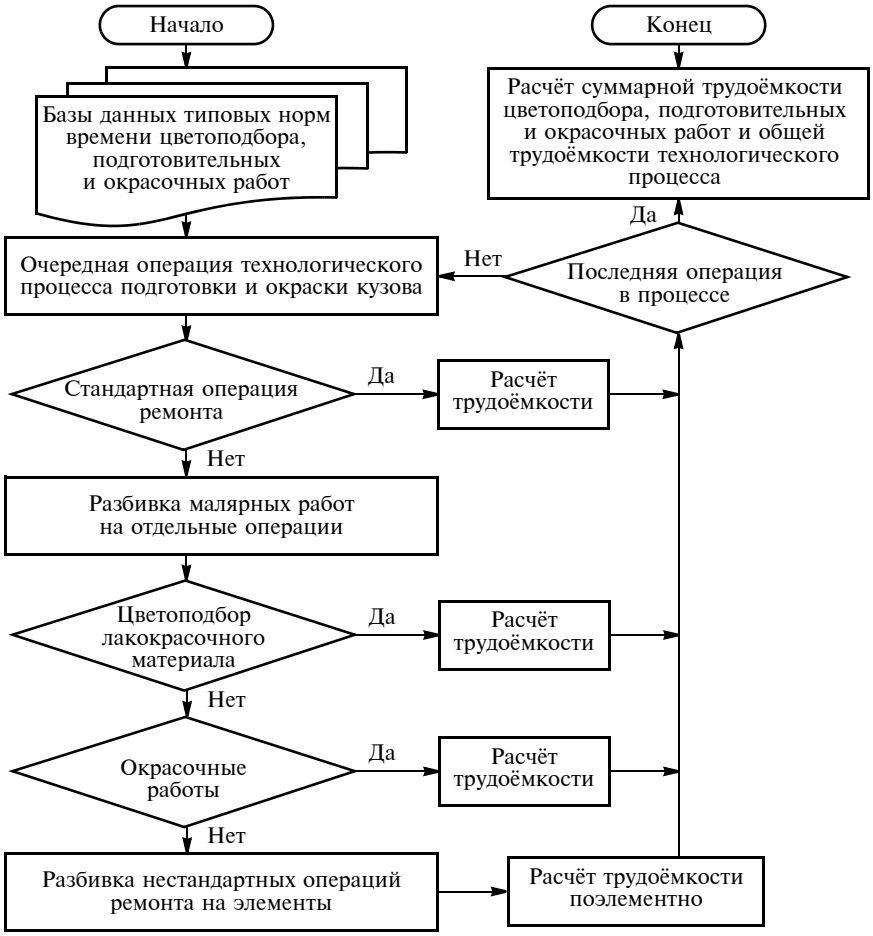


Рис. 1. Алгоритм определения трудоёмкости окрасочных работ при кузовном ремонте

же автомобиля с разными сроками и условиями эксплуатации пропорции смешиваемых основных цветов будут отличаться. После смешивания основных компонентов смесь требует тщательного перемешивания, а после сушки эмали имеют свойство изменять оттенок в сторону потемнения. Наконец, большое значение в ускорении процесса подбора колера эмали имеют индивидуальные качества работника (степень цветовосприятия, навык в работе, умение быстро и безошибочно определить, какой из основных цветов и сколько нужно добавить для получения требуемого оттенка).

На основе данных табл. 1 и по результатам научных исследований [1—3] разработан алгоритм цветового подбора лакокрасочного материала, необходимого для применения при кузовном ремонте легковых автомобилей (рис. 2). В отличие от традиционных, алгоритм дополнен блоком диагностирования лакокрасочного покрытия с использованием современных приборов, применяемых для контроля технического состояния покрытий.

В основу диагностирования защитного лакокрасочного покрытия кузова автомобиля положен спектральный анализ. Применяемый физический метод, определяющий состав лакокрасочного материала, базируется на изучении спектра излучения или поглощения электромагнитных волн защитным покрытием кузова автомобиля.

Различают качественный и количественный анализ [4, 5]. Количественный анализ производится путём измерения интенсивностей спектральных линий защитного покрытия и последующего сравнения их с интенсивностями тех же линий в образцах с известной концентрацией заводского лако-

Таблица 1

Тип и состояние лакокрасочного покрытия	Способ идентификации лакокрасочных покрытий кузова
1. Покрытия на основе нитроцеллюлозной эмали или термопластичной полиакриловой смолы	Смочить кусок белой ветоши растворителем для нитроэмали и обработать исследуемую поверхность на нелицевой поверхности кузова. Лакокрасочное покрытие размягчится и ветошь окажется окрашенной
2. Отсутствие верхнего слоя лакокрасочного покрытия	Смочить кусок белой ветоши растворителем для нитроэмали и обработать исследуемую поверхность на нелицевой поверхности кузова. Произойдёт набухание лакокрасочного покрытия или его травление
3. Одно- или двухслойное лакокрасочное покрытие	Произвести удаление верхнего слоя лакокрасочного покрытия. Если исследуемая поверхность образована частицами молочно-белого цвета, то поверхность двухслойная

Таблица 2

Метод анализа	Тип прибора	Рабочая область спектра, нм	Способ монохроматизации	Регистрируемые сигналы
Фотометрия	Фотометр (фотоколориметр)	Видимая, 400—750	Светофильтр	Оптическая плотность (A) и пропускание (A) в диапазоне длин волн, отвечающем полосе пропускания светофильтра
Спектрофотометрия	Спектрофотометр	Ультрафиолетовая и видимая, 100—750	Монохроматор или полихроматор	Оптическая плотность (A) и пропускание (T) при $\lambda = \text{const}$; электронные спектры поглощения в виде кривых $A = f(\lambda)$, $A = f(\nu)$, $T = f(\lambda)$, $T = f(\nu)$

Рис. 2. Алгоритм цветового подбора лакокрасочного материала

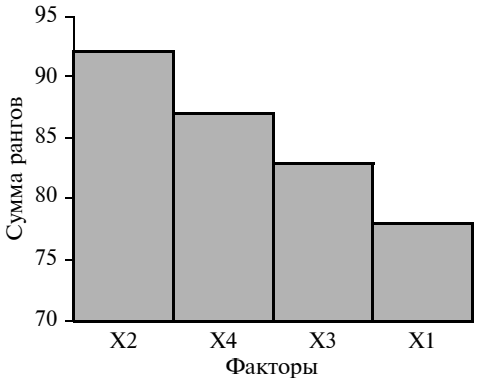


Рис. 3. Диаграмма рангов

красочного покрытия. Спектральный анализ в подавляющем большинстве случаев точнее, быстрее и чувствительнее химических методов и поэтому широко применяется в современном производстве и в научных исследованиях.

В зависимости от типа спектральных приборов различают фотометрический и спектрофотометрический методы. Сравнительная характеристика этих методов приведена в табл. 2. В процессе диагностирования защитного лакокрасочного покрытия при цветовом подборе кузовного ремонта легковых автомобилей при проведении экспериментальных исследований применялся один из с спектрофотометров, приведённых в табл. 3.

Оптимальную стратегию по обеспечению выбора оборудования для диагностирования защитного покрытия при цветовом подборе определяем с помощью экспериментальных наблюдений, где были определены значения частных критериев функционирования соответствующего оборудования (a_{ij}), выпускаемого тремя заводами-изготовителями. Рассмотрим данные для выбора оптимальной стратегии в условиях полной определённости.

На основе экспертных оценок были проранжированы веса частных критериев λ_j, $j = 1,4$. В табл. 4 представлены результаты экспертного опроса, в котором было предложено проранжировать следующие факторы, имеющие значение при выборе оборудования для цветоподбора лакокрасочного материала: X_1 — количество светодиодов, шт.; X_2 — сходимость; X_3 — время воспроизведения, с; X_4 — цена, тыс. руб. На рис. 3 представлена диаграмма рангов.

Данные экспертов согласуются с коэффициентом конкордации 0,58. На основе экспертных оценок были

Таблица 3

Спектрофотометр	Частные критерии эффективности оборудования			
	Число светодиодов	Сходимость	Время воспроизведения, с	Цена, тыс. руб.
"Райт" RM200QT	$A_{11} = 25$	$A_{12} = 0,06$	$A_{13} = 1,8$	$A_{14} = 230$
3NH NH-300	$A_{21} = 4$	$A_{22} = 0,08$	$A_{23} = 1$	$A_{24} = 130$
"Коника Минольта"	$A_{31} = 6$	$A_{32} = 0,06$	$A_{33} = 1$	$A_{34} = 180$

Таблица 4

Эксперты	Значения			
	X_1	X_2	X_3	X_4
1	4	1	2	3
2	4	2	3	1
3	3	1	2	4
4	4	1	3	2
5	4	2	3	1
6	3	1	4	2
$\sum_{i=1}^{m} a_{ij}$	22	8	17	13
Δ_i	7	−7	2	−2
$(\Delta_i)^2$	49	49	4	4

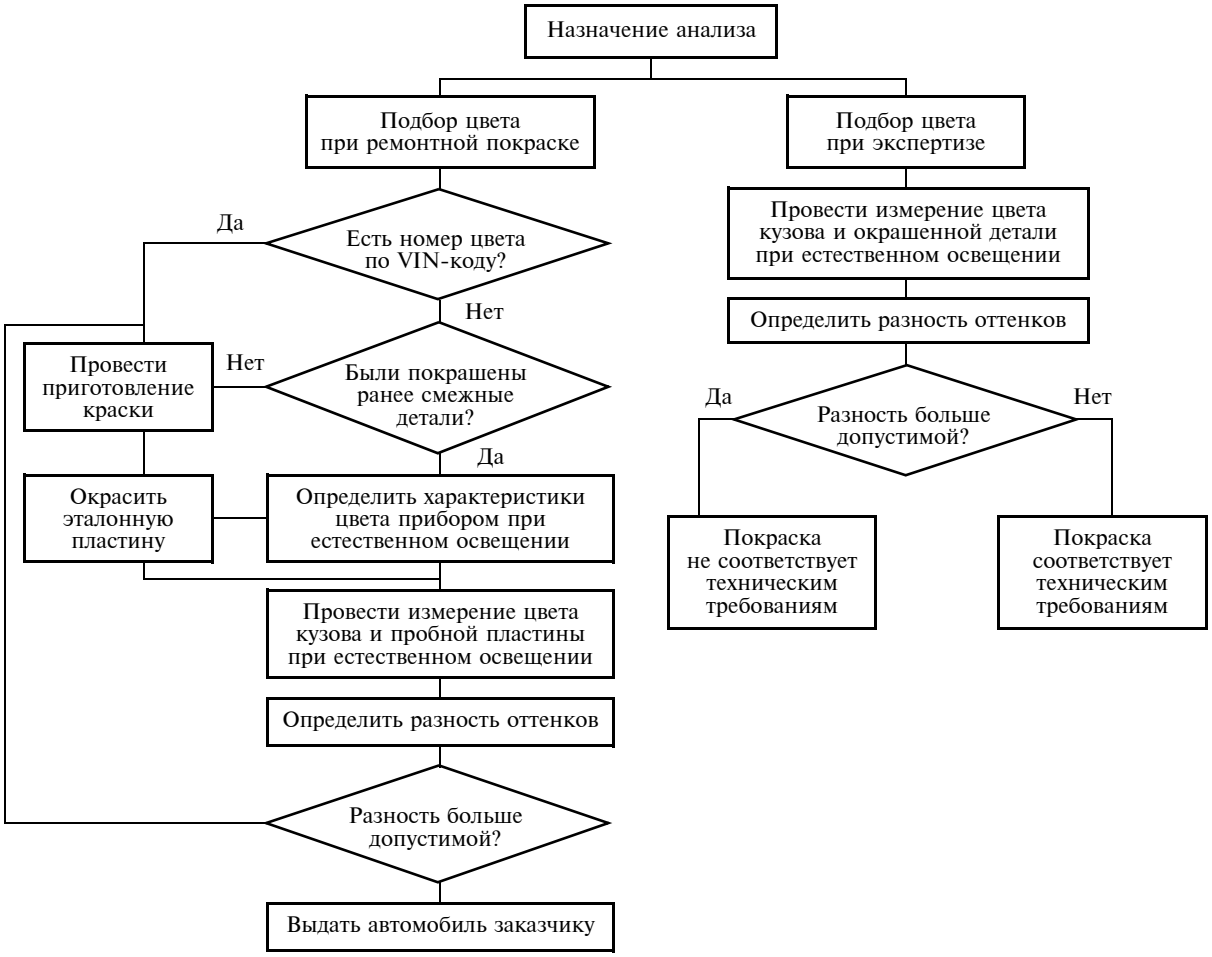


Рис. 4. Алгоритм анализа цвета при подборе и экспертизе

также определены веса частных критериев λ_j, $j = 1,4$: $\lambda_1 = 0,1$; $\lambda_2 = 0,4$; $\lambda_3 = 0,2$; $\lambda_4 = 0,3$.

Выбор оптимального решения по комплексу нескольких критериев (в нашем примере — по четырём критериям) — задача многокритериальная. С помощью методики, изложенной в [6], определяется оптимальная стратегия выбора оборудования из трёх возможных с учётом четырёх локальных критериев. Оптимален первый вариант оборудования, так как $F_{\text{мах}} = F_1 = 0,48$.

На основе вышеизложенного предлагается внести в технологию подбора цвета использование спектрофотометрического оборудования для диагностирования лакокрасочного покрытия, а также учёт особенностей его состояния. Кроме того, произведено разграничение алгоритма анализа цвета по сфере возможного применения — при подборе краски или при экспертизе качества оказанных услуг.

Разработанный алгоритм анализа цвета представлен на рис. 4. При ремонтной покраске после установления базового цвета путём диагностирования покрытия с помощью спектрофотометра необходимо приготовить краску, окрасить и высушить пробную пластину, после чего произвести визуальное и колориметрическое сравнение цветов. В случае отсутствия разнооттеночности — выполнить окрашивание, при наличии же разницы в цвете — скорректировать состав краски и повторить предыдущие операции. При проведении экспертизы анализ сводится к измерению параметров цвета базовой и восстановленной деталей и по допустимому отклонению формируется заключение о качестве выполненных работ.

Литература

1. Хасанов И.Х. Факторы, влияющие на подбор колера лакокрасочного материала при кузовном ремонте: материалы всероссийск. науч.-практ. конф. "Проблемы функционирования систем транспорта" / И.Х. Хасанов, А.Н. Мельников. — Казань: Изд-во "Бук", 2017. — С. 167—173.
2. Хасанов И.Х. Неразрушающий контроль толщины лакокрасочного покрытия кузова автомобиля: материалы 4-й международ. науч.-практ. интернет-конф. "Актуальные вопросы инновационного развития транспортного комплекса" / Е.В. Бондаренко, Ю.В. Голованов, И.Х. Хасанов. — Орел: Госуниверситет-УНПК, 2014. — С. 24—28.
3. Хасанов И.Х. Неразрушающий метод контроля технического состояния лакокрасочного покрытия с использованием спектрофотометра / В.И. Рассоха, И.Х. Хасанов // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 6: в 2 ч. Ч. 1. Тула: Изд-во ТулГУ, 2015. — С. 178—183.
4. Иванова И.Н. Справочник колориста. — М.: ООО "АРС", 2012. — 320 с.
5. Лакокрасочные материалы и покрытия. Теория и практика: пер. с англ. / под ред. Р. Ламбурна. — СПб.: Химия, 1991. — 512 с.
6. Бережная Е.В. Математические методы моделирования экономических систем: учеб. пособие / Е.В. Бережная, В.И. Бережной. — М.: Финансы и статистика, 2006. — 432 с.

УДК 621.81:621.833.65:621.9.048.4

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОГО СПОСОБА ОБРАБОТКИ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ КАРЕТОК СИНХРОНИЗАТОРОВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ КамАЗ

Доктора техн. наук **КУЛАКОВ А.Т.** и **КОВРИКОВ И.Т.**, канд. техн. наук **КОВАЛЕНКО С.Ю., ГРИБКОВ К.В.**
Набережночелнинский институт КФУ (8552.58-95-78), Оренбургский ГУ

Представлен анализ существующих технологий восстановления зубьев и шлицов, рассмотрены принципы электроэрозионной обработки деталей и современные типы электроэрозионного оборудования, предложены способы восстановления зубьев и шлицов каретки синхронизаторов коробки передач КамАЗ с применением электроэрозионного способа их обработки.

Ключевые слова: *электроэрозионная обработка; каретка синхронизатора; зубья и шлицы каретки синхронизатора; шаблонный графитовый электрод-инструмент.*

Kulakov A.T., Kovrikov I.T., Kovalenko S.Yu., Gribkov K.V.

ANALYSIS OF PERSPECTIVENESS OF APPLICATION OF ELECTROEROZIONAL METHOD OF PROCESSING AT RESTORATION OF SYNCHRONIZER COUPLINGS OF THE KamAZ TRANSMISSION

The analysis of the existing technologies for the restoration of teeth and splines is presented, the principles of electroerosive machining of parts and modern types of electroerosive equipment are considered, methods for restoring the teeth and slots of of synchronizer couplings of the KamAZ gearbox with the use of an electroerosive method for their processing.

Keywords: *electroerosion processing; synchronizer couplings; the teeth and slots of the synchronizer couplings; template graphite electrode tool.*

Восстановление шлицов в отверстиях — сложная и трудоёмкая операция, её выполняют способом наплавки, пластического деформирования или постановкой дополнительной шлицевой втулки. В чугунных деталях шлицы не восстанавливают и детали списывают в брак [1].

Технологический процесс включает операции наплавки, нормализации, токарной обработки (протяжки — в случае восстановления отверстия), фрезерования, термической обработки и шлифования. Другой вариант технологии — электроконтактная приварка металлических полос. Однако для восстановления кареток синхронизаторов оба варианта оказываются экономически невыгодными, вследствие чего при ремонте коробок передач каретки обычно отправляют в утиль и устанавливают новые.

При незначительных износах шлицов для их восстановления рекомендуется холодное пластическое деформирование. Наибольшее распространение на ремонтных предприятиях получили такие способы восстановления зубчатых колёс, как наплавка торцов зубьев, горячая объёмная штамповка и ротационное пластическое деформирование с выполнением зубозакругления электрохимическим способом или на заточном станке [2].

Вместе с тем из множества существующих способов обработки деталей по своему принципу выделяется электроэрозионный, который заключается в разрушении "лишнего" металла на поверхности изделия под действием электрического разряда [3]. При копировании формы электрода или его сечения обрабатываемый элемент заготовки становится по форме обратным отображением рабочей поверхности инструмента. Данную операцию называют прошиванием. Существуют методы прямого и обратного копирования. При прямом копировании инструмент находится над заготовкой, а при обратном — под ней. По мере электроэрозионной обработки электрод внедряется в деталь, обеспечивая копирование электрода [4]. Данный метод прост в исполнении и широко применяется в промышленности.

На рис. 1 представлена схема протекания электроэрозионной обработки материалов. Установка запитывается импульсным напряжением разной полярности от источника питания *1* через реостат *2*, что соответствует электроискровому (1р) и электроимпульсному (2р) режиму. Напряжение питания заряжает конденсатор *3*, параллельно которому включён разрядный промежуток между электродом-инструментом *4* и обрабатываемой деталью *5*, которые помещены в жидкость с низкой диэлектрической проницаемостью *6*. При превышении напряжения на конденсаторе потенциала зажигания разряда происходит пробой жидкости, которая нагревается до температуры кипения. В данной области образуется газовый пузырь из паров жидкости, в котором электрический разряд развивается и происходит интенсивное локальное разогревание детали, вследствие чего приповерхностные слои материала плавятся, а продукты расплава застывают в виде шариков в проточной жидкости и выносятся из зоны обработки [4].

Широкое применение электроэрозионного способа обработки деталей связано с такими основными достоинствами, как высокая точность и качество обработки, лёгкая управляемость и возможность широкой автоматизации процесса, использование для изготовления инструмента дешёвых и легко обрабатываемых материалов, возможность обработки очень твёрдых материалов, минимальное количество отходов и не-

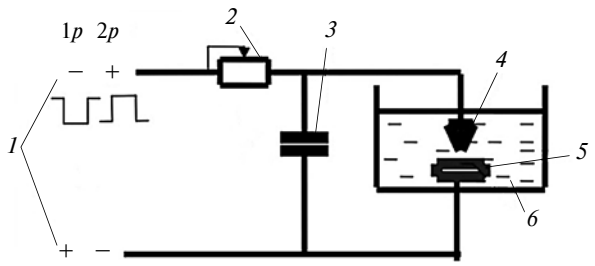


Рис. 1. Схема электроэрозионной обработки материалов:
1 — источник питания; *2* — реостат; *3* — конденсатор; *4* — электрод-инструмент; *5* — обрабатываемая деталь; *6* — среда, в которой производится разряд

большой показатель износа инструмента, отсутствие риска деформации тонкостенных деталей, высокая (до 0,001 мм) точность резки при использовании проволочного электрода-инструмента, способность обрабатывать любые токопроводящие металлы и сплавы независимо от их физических свойств, возможность обрабатывать сложные поверхности (угловое, двухконтурное резание), отсутствие нежелательного нагрева детали в процессе обработки, бесшумность, возможность легкого изготовления деталей сложной формы и упрочнения поверхностного слоя металла (электроэрозионное легирование).

Таким образом, электроэрозионная обработка имеет широкий спектр применения в области изменения размеров металлических изделий — получения отверстий различной формы, фасонных полостей, профильных канавок и пазов в деталях из твёрдых сплавов, для упрочнения инструмента, для электропечатания, шлифования, резки и др.

Для осуществления процесса электроэрозионной обработки деталей применяются два типа оборудования по характеру обработки: копировально-прошивочное и проволочно-вырезное. Копировально-прошивочные станки, позволяющие обрабатывать материалы очень высокой твёрдости, применяются при изготовлении штампов и оттисков со сложными пространственными контурами, получении мелких отверстий и высокоточных сквозных контуров, изготовления большого количества отверстий в листовом металле (сетки) и др. Проволочно-вырезные станки используются для раскроя листового металла и чаще всего применяются для изготовления сложных пресс-форм, производства деталей сложной геометрической формы и др.

Несмотря на широкую распространённость электроэрозионного способа обработки существуют большие резервы расширения области его применения, в том числе и в области автомобильной промышленности и в частности — для восстановления изношенных поверхностей кареток синхронизаторов. Так, на кафедре автомобильного транспорта Оренбургского государственного университета совместно с Набережночелнинским институтом (филиалом КФУ) разработаны и запатентованы способы восстановления поверхностей кареток синхронизаторов электроэрозионным способом обработки. Предложенная технология может быть использована на авторемонтных предприятиях при ремонте различных деталей, содержащих зубчатые и шлицевые соединения. Схемы предлагаемых процессов восстановления изношенных поверхностей кареток синхронизаторов электроэрозионным способом показаны на рис. 2.

На изношенной поверхности зубьев или шлицов каретки синхронизатора, например, детали № 142.1701151, предварительно выполняется наплавка проволоки из материала с высокой твёрдостью, например, 51 ХФА, в среде углекислого газа, например, на полуавтомате А547-У. По форме зубьев или шлицов каретки синхронизатора изготавливается шаблонный графитовый электрод-инструмент *1*, например, из графита НК1, с

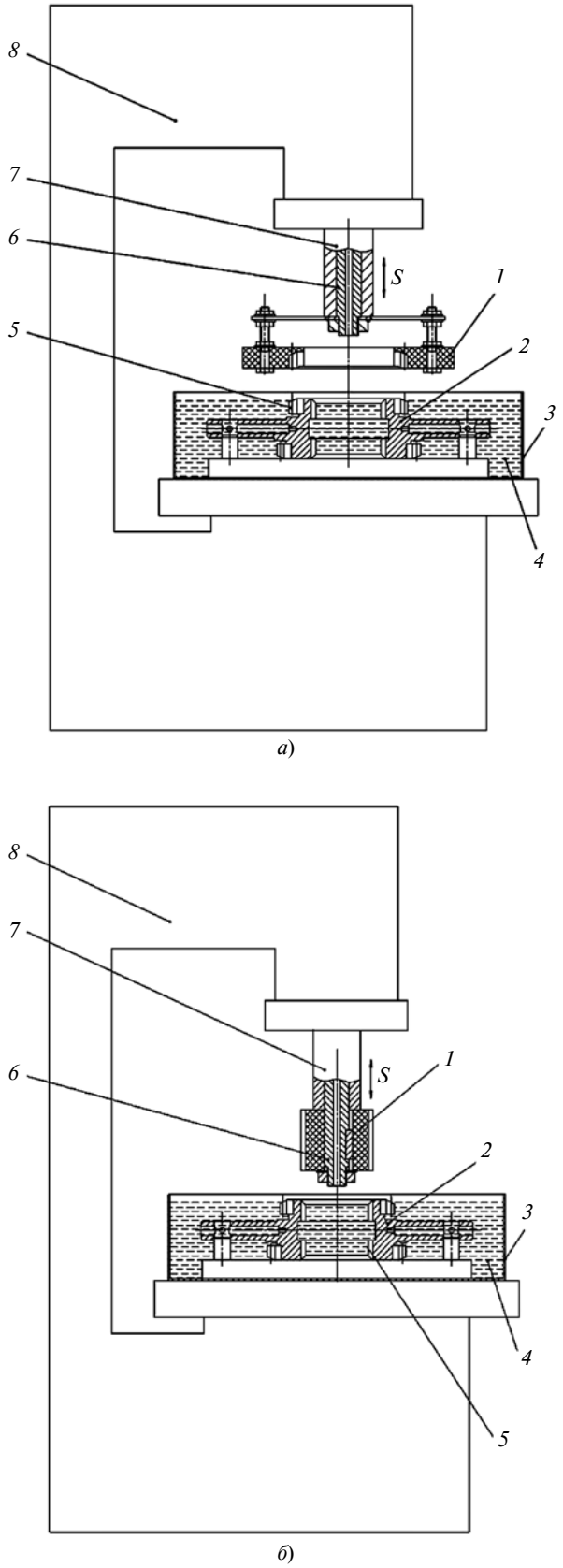


Рис. 2. Схема процесса восстановления электроэрозионным способом изношенных зубьев а) и шлицов б) кареток синхронизаторов:

1 — шаблонный графитовый электрод-инструмент; *2* — каретка синхронизатора; *3* — ванна; *4* — охлаждающая жидкость; *5* — наплавленный слой высокой твёрдости; *6* — электрододержатель; *7* — шпиндель станка, обеспечивающий поступательное движение S-шаблонного электрода-инструмента; *8* — электроэрозионный станок

№	Формула	Примечание
1	$S = S_{напл} + S_{ЭЭО}$	$S_{напл}$ — стоимость наплавки, руб.; $S_{ЭЭО}$ — стоимость электроэрозионной обработки, руб.
2	$S_{напл} = S_{пр} + S_{эн1} + S_{раб1}$	$S_{пр}$ — стоимость проволоки (1 кг проволоки на одну каретку), руб.; $S_{эн1}$ — затраты электроэнергии на наплавку одной каретки, руб.; $S_{раб1}$ — стоимость работ по наплавке одной каретки, руб.
3	$S_{ЭЭО} = S_{ж} + S_{эн2} + S_{гр} + S_{раб2}$	$S_{ж}$ — стоимость диэлектрической жидкости, руб. (25 л на 100 кареток); $S_{эн2}$ — затраты электроэнергии на обработку одной каретки, руб.; $S_{гр}$ — стоимость угольного графита, руб. (6 кг на 100 кареток); $S_{раб2}$ — стоимость работы оператора электроэрозионной установки за обработку одной каретки, руб.

поверхностью в виде копии поверхности сопряжения ответной детали. Для восстановления изношенной поверхности зубьев или шлицов каретки синхронизатора *2* её погружают в ванну *3*, заполненную охлаждающей жидкостью с низкой диэлектрической проницаемостью *4*. В соответствии с характеристиками наплавленного высокотвердого материала *5* производится настройка режимов работы электроэрозионного копировально-прошивного станка *8*, например, 4А611С, для обеспечения требуемых размеров, формы и чистоты поверхности. В процессе электроэрозионной обработки ток поступает на шаблонный электрод-инструмент через электрододержатель *6*. Обработка наплавленного высокотвёрдого материала происходит при поступательном движении S-шаблонного электрода-инструмента, которое обеспечивает шпиндель *7* электроэрозионного копировально-прошивного станка. Таким образом, поверхность зубьев или шлицов каретки синхронизатора восстанавливается до номинального размера, требуемой формы и чистоты поверхности готовой детали.

Техническим результатом предлагаемых способов является обеспечение возможности многократного восстановления поверхности зубьев или шлицов каретки синхронизатора без механической обработки до номинального размера, требуемой формы и чистоты поверхности.

Для обоснования эффективности предлагаемых способов восстановления способом изношенных поверхностей кареток синхронизаторов электроэрозионным способом проведём ориентировочный расчёт затрат на восстановление одной каретки синхронизатора. Общие затраты на восстановление одной каретки определяются по формуле 1 (см. таблицу). В свою очередь, стоимость наплавки определяется по формуле 2, а стоимость электроэрозионной обработки — по формуле 3.

Общее время проведения наплавки одной каретки составляет 20 минут. Стоимость проволоки для наплавки марки 51 ХФА составляет примерно 55 руб./кг. Мощность полуавтомата модели А547-У для наплавки составляет 25 кВт, стоимость электроэнергии для юридических лиц составляет 6 руб. за 1 кВт/ч. Стоимость одного нормо-часа по наплавке одной каретки составляет 60 руб. Тогда стоимость наплавки составит: $S_{напл} = 55 + 50 + 20 = 125$ руб.

Принимая, что общее время проведения электроэрозионной обработки одной каретки составляет 20 минут, общая стоимость 25 литров диэлектрической жидкости — 3478 руб., мощность электроэрозионного копировально-прошивного станка модели 4А611С — 10 кВт, общая стоимость 6 кг угольного графита марки НК1 — 8400 руб. и стоимость одного нормо-часа работы оператора электроэрозионной установки — 60 руб. получим: $S_{ЭЭО} = 3478/100 + 20 + 8400/100 + 20 = 158{,}78$ руб.

Таким образом, общая стоимость восстановления одной каретки составит: $S = 125 + 158{,}78 = 283{,}78$ руб. Учитывая рыночную стоимость синхронизатора IV—V передачи коробки передач КамАЗ (142.1701151) 5450 руб. и небольшой его ресурс (80...120 тыс. км), ожидаемый экономический эффект с учётом работ по разборке и сборке синхронизатора составит порядка 4000...4500 руб. на один синхронизатор, что является значительным в экономии материальных ресурсов при ремонте коробок передач, особенно в объёмах авторемонтных предприятий.

На основании вышеизложенного можно утверждать, что предлагаемый способ восстановления кареток синхронизаторов коробок передач КамАЗ с использованием электроэрозионной обработки перспективен и менее ресурсоёмок по сравнению с другими способами. При незначительной доработке (подбор режимов работы установки и применении необходимых графитовых электродов) он применим для восстановления любых зубчатых и шлицевых деталей.

Литература

1. Восстановление шлицов в отверстиях [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.szkv.ru/vosstanovlenie-shlitsev-v-otverstiyah.html — 04.07.2017
2. Молодык Н.В., Зенкин А.С. Восстановление деталей машин. Справочник. — М.: Машиностроение, 1989. — 480 с.
3. Электроэрозионная обработка / Википедия. Свободная энциклопедия [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%AD%D0%BB%D0%B5%D0%B%D1%82%D1%80%D0%BE%D1%8D%D1%80%D0%BE%D0%B7%D0%B8%D0%BE%D0%BD%D0%BD%D0%B0%D1%8F_%D0%BE%D0%B1%D1%80%D0%B0%D0%B1%D0%BE%D1%82%D0%BA%D0%B0 — 04.07.2017
4. Электроэрозионная обработка. Описание процесса, принципы, установки электроэрозионной обработки [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.eti.su/articles/electrotehnika/electrotehnika_887.html — 04.07.2017

УДК 621.436

МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВС

Кандидаты техн. наук **ЧИРСКИЙ С.П., МЯГКОВ Л.Л.**
МГТУ имени Н.Э. Баумана (baragund@yandex.ru)

Предложен метод оптимизации формы основных деталей поршневого двигателя внутреннего сгорания. Описан алгоритм методики, предложены некоторые критерии работоспособности для шатуна поршневого двигателя. Представлен результат применения методики для оптимизации формы шатуна тепловозного дизеля.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, основные детали, шатун, напряжённо-деформированное состояние, метод конечных элементов, оптимизация.*

Chirskiy S.P., Myagkov L.L.

METHOD OF OPTIMIZATION OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES BASIC ELEMENTS CONFIGURATIONS

The article describes the method of optimization of the configuration of reciprocating internal combustion engine basic elements. Algorithm of the method is described, some criteria of performance for the connecting rod of a reciprocating engine are proposed. Result of applying the method for the locomotive diesel engine connecting rod configuration optimization is presented.

Keywords: *internal combustion engine, diesel engine, basic elements, connecting rod, stress-strain state, finite element method, optimization.*

Основные детали поршневого двигателя — шатун, коленчатый вал, блок цилиндров. Они же — наиболее нагруженные знакопеременными силами и моментами из-за протекания рабочего процесса в цилиндрах и кинематики механизма. Поэтому минимизация этих нагрузок является одной из главных задач, решаемых разработчиками ДВС.

Чем выше удельные мощностные показатели двигателя, тем больше амплитуды действующих сил. Часть деталей движется, из-за чего на них дополнительно действуют инерционные нагрузки. Некоторые из этих сил передаются на сопряжённые неподвижные детали. Поэтому улучшить условия работы подвижных деталей способно снижение их массы, которое, кроме того, уменьшает и материалоёмкость двигателя, а значит его стоимость.

На основные детали действует одновременно несколько сил, поэтому достаточно трудно интуитивно определить, какую форму должна иметь работоспособная деталь минимальной массы. Для этого необходимо решить оптимизационную задачу с массой или стоимостью детали в качестве функции цели и ограничениями, связанными с работоспособностью исследуемой детали. Работоспособность же чаще всего оценивается по результатам моделирования напряжённо-деформированного состояния, выполняемого с помощью метода конечных элементов для трёхмерных моделей. Такой способ позволяет получить подробные эпюры напряжений и деформаций, возникающих в детали. Трёхмерная постановка задачи обеспечивает высокую точность решения и даёт возможность быстро определять массу детали.

Используемые в настоящее время методы оптимизации с точки зрения способа изменения формы исследуемой детали можно разделить на три группы.

Первая группа методов основана на "ручном" анализе результатов моделирования напряжённо-деформированного состояния детали и соответствующем изменении её конструкции [1—5]. Для такого подхода характерна большая гибкость. Создать алгоритм, анализирующий информацию так же, как это делает человеческий мозг, крайне сложно. В то же время, "ручной" анализ информации и внесение изменений в конструкцию занимает довольно много времени. Поэтому так можно исследовать только небольшое число вариантов конструкции.

Вторая группа методов основана на параметрической оптимизации [6—11]. Модель оптимизируемой детали параметризуется, т. е. некоторым её характерным размерам ставятся в соответствие переменные величины, изменяя значения которых, можно изменять форму детали. Далее ищется такое сочетание значений, которое обеспечивает лучшее решение оптимизационной задачи. Параметрическая оптимизация позволяет исследовать достаточно большое число вариантов конструкции, однако форма полученной детали не будет радикально отличаться от исходной модели, так как сильно отличающаяся геометрия описывается другим набором размеров. Так, если исходный шатун имел стержень I-образного сечения (двутавр с перемычкой в плоскости качания шатуна), то результатом параметрической оптимизации не будет шатун со стержнем Н-образного сечения (двутавр с полками в плоскости качания шатуна).

Третья группа методов — методы топологической оптимизации, предполагающие поиск оптимальной формы детали в некоторой допустимой области [11—14]. В результате такой оптимизации может быть получена деталь абсолютно непредсказуемой формы, что с одной стороны является преимуществом, так как позволяет найти новое неочевидное решение. Однако полученная форма может оказаться нетехнологичной, поэтому требует проведения дополнительного анализа.

Для нахождения оптимальной формы детали из множества возможных решений используются различные методы поиска.

В случае "ручной" оптимизации не предусматривается особых алгоритмов изменения формы детали. Результат во многом зависит от знаний и опыта челове-

ка, выполняющего эту работу. Часто закон изменения формы детали непосредственно связан с результатами моделирования её напряженно-деформированного состояния. То есть вводятся обратные связи между величинами, определяющими работоспособность, и параметрами, описывающими форму детали.

В случае параметрической оптимизации известна область допустимых значений каждого параметра. Среди всех возможных комбинаций необходимо найти лучшую. Для этого используются различные алгоритмы поиска, такие как простой перебор [6], метод первого порядка [7], алгоритм кукушки [8], алгоритмы на основе теории игр [9], генетические алгоритмы [8, 9, 10, 11], градиентные методы [11] и эволюционные стратегии [11].

Топологическая оптимизация позволяет исследовать большее число вариантов конструкции. Поэтому в этом случае используются эффективные алгоритмы поиска оптимального решения, чаще всего генетические алгоритмы [11—14].

Технически полный процесс оптимизации детали реализуется с помощью различных программных продуктов. Твердотельные модели строятся в таких пакетах программ, как *SolidWorks* [8, 12], *Catia* [3, 5, 9], *Pro/MECHANICA* [6], *PRO/E Wildfire* [2]. Для моделирования напряжённо-деформированного состояния в различных исследованиях используются: *COMSOL* [8], *ANSYS* [1, 4, 6, 7, 11], *ABAQUS* [3, 9], *FEMFAT* [9], *MSC/PATRAN* [12]. Процесс поиска оптимального решения выполняется как средствами пакетов программ, реализующих метод конечных элементов, так и с помощью сторонних приложений. Эти приложения могут управлять изменением твердотельной и конечно-элементной модели исследуемой детали, выполнением необходимых расчётов и анализа результатов. В качестве примеров можно привести *MatLab* [8], *ANSA* [9], *OptisLang* [11], *MSC/NASTRAN* [12], *HYPERMESH Optistruct* [13], *TOSCA* [14].

Таким образом, имеется большое количество комбинаций программных продуктов, с помощью которых можно решать задачи оптимизации формы деталей поршневых двигателей. При этом некоторые пакеты программ содержат все необходимые инструменты для выполнения оптимизации. Так, в [8] все этапы — построение твёрдотельной и конечно-элементной моделей, задание граничных свойств, моделирование напряжённо-деформированного состояния и непосредственно оптимизация — выполнены в среде *ANSYS Mechanical.*

Метод "ручной" оптимизации малоперспективен для сложных деталей, так как не позволяет быстро рассмотреть большое число вариантов конструкции. Параметрическая оптимизация проще с точки зрения реализации, при этом позволяет получить хорошие результаты. Однако новая конструкция детали не будет радикально отличаться от базовой конструкции. Топологическая оптимизация позволяет получить радикально новую форму детали и обладает большой гибкостью. Однако реализация этого метода оптимизации сложнее. Могут использоваться различные алгоритмы поиска оптимального варианта конструкции. Однако он должен быть тем эффективнее, чем большее число вариантов рассматривается. Например, в случае параметрической оптимизации с большим числом параметров поиск простым перебором вариантов может занять много времени.

Необходимо разработать алгоритм топологической оптимизаций формы основных деталей поршневого двигателя внутреннего сгорания, целевой функцией которого выбрана масса детали, а ограничения связаны с её работоспособностью. Оптимизация выполняется для трёхмерной модели, работоспособность оценивается по результатам моделирования напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов. Предпочтение отдано топологической оптимизации, так как она позволяет найти новые варианты конструкции. Такой подход предпочтителен для оптимизации деталей поршневого двигателя внутреннего сгорания, так как для них решение задачи оптимизации неочевидно.

Топологическая оптимизация реализуется в программе *ANSYS.* Изменение формы детали выполняется с помощью встроенной функции рождения и смерти элементов. Эта функция позволяет отключать или включать любые элементы конечно-элементной модели. Отключение элемента эквивалентно удалению соответствующего объёма материала. Функция может работать только с заранее созданными элементами, поэтому для обеспечения возможности получения после оптимизации формы, сильно отличающейся от исходной, исходная оптимизируемая модель должна содержать запас материала. Фактически, исходная оптимизируемая модель описывает пространство, в пределах которого может содержаться искомая деталь. Объём и форма этого пространства ограничены конструктивными соображениями и условиями сопряжения деталей. Кроме того, в исходной модели должны быть предусмотрены области для адекватного задания граничных условий. В первую очередь следует обращать внимание на поверхности, посредством которых исследуемая деталь контактирует с другими деталями. Все это гарантирует возможность установки новой детали в существующий двигатель.

Из соображений удобства работы и простоты импорта в *ANSYS* средой для построения исходных твердотельных моделей выбран *SolidWorks.* С его помощью строится исходная оптимизируемая модель, а также модели деталей, необходимых для адекватного задания граничных условий.

Алгоритм процесса оптимизации таков: моделируется напряжённо-деформированное состояние при действии рабочих нагрузок; по итогам его анализа конечно-элементная модель детали изменяется путём отключения части элементов; для полученной новой конструкции повторно выполняется моделирование напряжённо-деформированного состояния, что позволяет определить, работоспособна ли деталь и есть ли у неё потенциал дальнейшей оптимизации. Так как целевой функцией оптимизации является масса детали, то материал исходной модели удаляется до тех пор, пока деталь работоспособна. При этом неизменными остаются те области, которые обеспечивают задание граничных условий и взаимодействие исследуемой и сопряжённых деталей. Процесс оптимизации носит

итерационный характер, так как циклы удаления или добавления материала повторяются до получения нужного результата.

Работоспособность детали в первую очередь определяется её прочностью: пока минимальный коэффициент запаса прочности детали больше, чем некоторая минимальная допустимая величина, деталь остаётся работоспособной. Однако работоспособность некоторых деталей ограничивается другими характеристиками, например жёсткостью.

Текст программы оптимизации написан на встроенном языке программирования *APDL*. Целевой функцией оптимизации может быть выбран любой параметр, характеризующий деталь. При необходимости могут быть изменены параметры, определяющие процесс оптимизации: критерий отключения элементов, диапазоны допустимых значении и т.п. Кроме того, могут быть введены дополнительные ограничения. Длительность процесса оптимизации определяется длительностью выполнения расчёта напряжённо-деформированного состояния. Вычисление необходимых величин, обработка результатов и изменение формы детали занимает несколько минут.

В качестве примера **использования методики** рассмотрим оптимизацию шатуна среднеоборотного тепловозного дизеля в целях снижения массы.

Работоспособность данной детали ограничивается несколькими параметрами; коэффициент запаса прочности во всех сечениях должен быть достаточно велик, чтобы исключить разрушение шатуна под действием рабочих нагрузок; должно быть ограничено изменение формы зоны высоконагруженного шатунного подшипника; деформация стержня шатуна, влияющая на степень сжатия и кинематику шатунно-поршневой группы, также должна быть ограничена.

На шатун действует несколько переменных по величине и направлению сил. Поэтому для него выполняется расчёт для определения циклической прочности по методике, описанной в [15]. Общая последовательность действий такова: определяются два сочетания сил, описывающие цикл нагружения; для найденных сочетаний сил производится моделирование напряжённо-деформированного состояния; по методике [15] для исследуемой детали определяются коэффициенты, необходимые для вычисления коэффициента запаса по критерию циклической прочности; результаты моделирования используются для вычисления для каждого элемента модели коэффициента запаса по критерию циклической прочности;

Исходная оптимизируемая модель показана на рис. 1. В ней предусмотрен запас материала, в пределах которого может быть найдена искомая оптимальная форма. Формы и размеры поверхностей верхней и нижней головок аналогичны конструкции прототипа. Упрощённые модели шатунной шейки, поршневого пальца и поршня необходимы для адекватного задания граничных условий. Объёмы нижней и верхней головок разделены на кольцевые сектора для упрощения её разбиения качественной конечно-элементной сеткой.

Вертикальная составляющая суммы сил давления газов на поршень и инерции приложена к огневому

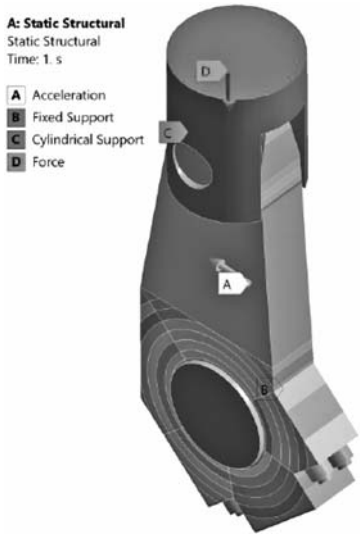


Рис. 1. Исходная оптимизируемая модель

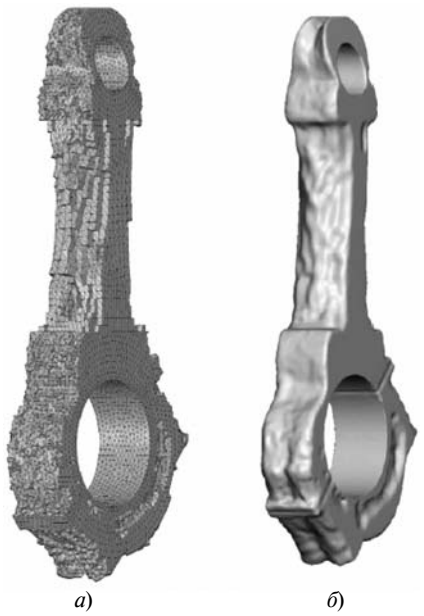
днищу поршня. Горизонтальная составляющая этой суммы моделируется горизонтальным ускорением, действующим на все детали при условии, что ненулевой плотностью обладает только поршневой палец. Для торцевых поверхностей шатунной шейки задано граничное условие типа заделка.

Цикл нагружения описан действием максимальной сжимающей и максимальной растягивающей сил. Действию этих сил соответствуют углы поворота коленчатого вала 185° и 0° соответственно. Угол поворота коленчатого вала, равный 0°, соответствует началу такта сжатия. Также учтено влияние сил затяжки шатунных болтов. Форма шатунного болта и отверстия под него остаются неизменными в течение всего процесса оптимизации.

Жёсткость стержня шатуна оценивается по величине перемещения контрольной точки на верхней головке. Если оно больше допустимого значения, то настройки процесса включения-выключения элементов изменяются так, чтобы повысить жёсткость стержня. Жёсткость нижней головки шатуна оценивается по степени овализации поверхности шатунного подшипника. При недостаточной жёсткости, как и для стержня шатуна, изменяются настройки включения-выключения элементов.

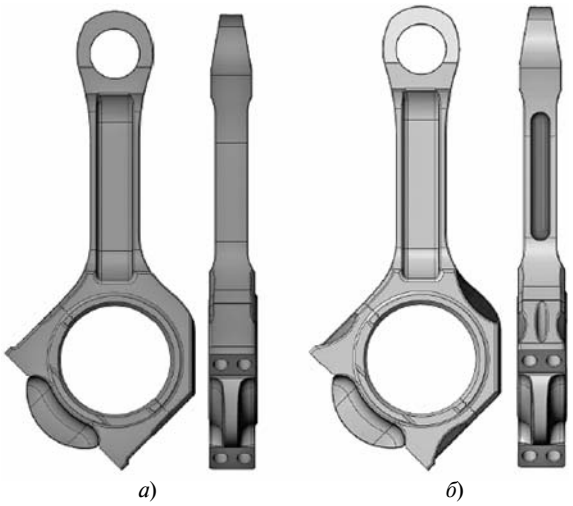
На рис. 2, *а* показана полученная в процессе оптимизации конечно-элементная модель, описывающая новую форму детали. Такая модель может быть использована для проверки работоспособности, однако её поверхность описана грубо. Требуются дополнительные действия для того, чтобы из конечно-элементной модели получить полноценную сглаженную твёрдотельную модель детали. В данном исследовании сглаживание выполнялось в программе *Geomagic Freeform* фирмы "3D-Системс". Результат представлен на рис. 2, *б*.

Описанная методика может быть использована и для оценки возможности оптимизации уже существующей детали, для чего в качестве исходной оптимизируемой модели необходимо использовать её модель. Если это возможно, то будет "удалена" часть материала детали при условии сохранения достаточной работо-



а) *б*)

Рис. 2. Оптимизированная конечно-элементная(а) и сглаженная (б) модель шатуна



а) *б*)

Рис. 3. Исходная (а) и оптимизированная (б) конструкция шатуна серийного дизеля

способности. Пример результата такого исследования приведён на рис. 3. После оптимизации масса детали уменьшена на 3,2 %.

Как видим, разработанная авторами методика позволяет выполнять поиск новой формы детали в пределах некоторой исходной модели, а также оптимизировать форму деталей существующих. Функцией цели оптимизации может быть как масса детали, так и ряд других её параметров, таких как максимальный или минимальный коэффициент запаса прочности или степень равнопрочности детали. Могут учитываться дополнительные ограничения, например жёсткость детали. Таким образом, методика достаточно универсальна и может применяться для различных задач, связанных с поиском оптимальной формы деталей. Длительность процесса оптимизации почти полностью определяется затратами времени на выполнение моделирования напряжённо-деформированного состояния детали, а сам процесс обработки результатов и включения-выключения элементов занимает лишь несколько минут даже для моделей, состоящих из большого числа элементов.

Вместе с тем остаётся ряд проблем и недостатков, требующих решений. Так, методика не может применяться для оптимизации формы тех деталей, на которые действуют тепловые нагрузки (например, поршней). Это вызвано сложностью обновления тепловых граничных условий для поверхностей, изменяющихся в процессе оптимизации. Кроме того, преобразование конечно-элементной модели на данный момент требует много "ручной работы" и занимает много времени, а значит необходимо хотя бы частично автоматизировать этот процесс. И, наконец, недостаточно точной и надёжной видится оценка работоспособности шатунного подшипника по величине овализации его поверхности. Адекватнее оценить условия работы подшипника позволит разрабатываемый в настоящее время уточнённый метод, состоящий в выполнении эластогидродинамического расчёта подшипникового узла после каждой итерации оптимизации формы.

Литература

1. Shenoy P. and Fatemi A. Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction // SAE Technical Paper Series. 2005. № 2005-01-0987.
2. Pranav G. Charkha, Santosh B. Jaju. Analysis & Optimization of Connecting Rod, Second International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology, ICETET-09. P. 86—91.
3. Rohit B. Bhandwale, Niloy K. Nath, Shailesh S. Pimpale, Design and Analysis of Connecting Rod with Abaqus // International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication, 2016, Volume 4, Issue 4. P. 906—912.
4. Zheng Bin Liu Yongqi, Ji Lixia. Finite Element Analysis and Structural Improvement of Diesel Engine Connecting Rod, 2010 Second International Conference on Computer Modeling and Simulation, pp. 175—178.
5. Dongkai Jia, Ke Wu,Shi Wu, Yuntong Jia,Chao Liang. The Structural analysis and Optimization of Diesel Engine Connecting Rod, 2011 International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology. P. 3289—3292.
6. Xianjun Hou, Cuicui Tian, Dan Fang, Fuming Peng, Fuwu Yan. Sensitivity Analysis and Optimization for Connecting Rod of LJ276M Electronic Gasoline Engine, 2009, Computational Intelligence and Software Engineering.
7. А.М. Лимаренко, А.А. Романов, М.А. Алексеенко. Оптимизация шатуна автомобильного двигателя методом конечных элементов // Труды Одесского Политехнического Университета, 2012, № 2, С. 98—100.
8. S.A. Moezi, E. Zakeri, Y. Bazargan-Lari, A. Zare. 2&3-dimensional optimization of connecting rod with Genetic and modified Cuckoo optimization algorithms // IJST, Transactions of Mechanical Engineering, 2015, Volume 39, No. M1. P. 39—49.
9. Alberto Clarich, Marco Carriglio, Giulio Bertulin, Gunther Pessl. Connecting rod optimization integrating modeFRONTIER with FEMFAT, 6-th BETA CAE International Conference.
10. Garcia M.J., Boulanger P. Henao M. Structural optimization of as-built parts using reverse engineering and evolution strategies, Struct Multidisc Optim (2008) 35: 541.
11. Dirk Roos, Jorn Nelz, Andreas Grosche, Peter Stoll. Workflow-Konzepte zum benutzerfreundlichen, robusten und sicheren Einsatz automatischer Optimierungsmethoden, 21th CAD-FEM Users' Meeting 2003 International Congress on FEM Technology.
12. M.S. Shaari, M.M. Rahman, M.M. Noor, K. Kadirgama, A.K. Amirruddin. Design of connecting rod of internal combustion engine: a topology optimization approach, National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Studies, 2010. P. 155—166.
13. Vikram A. Shedge, K.H. Munde. Optimization of Connecting Rod on the basis of Static & Fatigue Analysis, IPASJ International Journal of Mechanical Engineering (IIJME), 2015, Volume 3, Issue 5. P. 7—13.
14. Peter Boehm, Dietmar Pinkernell. Topology Optimization of Main Medium-Speed Diesel Engine Parts, CIMAC Congress 2010, Bergen.
15. Мягков Л.Л. Оценка выносливости базовых деталей поршневых двигателей: учеб. пособие / Л.Л. Мягков, Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013.

Указатель статей, опубликованных в 2017 г.

№

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Дубовик Е.А. — Конкурентоспособность кадровой составляющей предприятия автосервиса 3

Дубовик Е.А. — Специфика применения аутсорсинга в управлении персоналом автосервиса 11

Козловский В.Н., Айдаров Д.В. — Разработка и реализация методики определения тревожных сигналов при проведении мониторинга качества автомобилей в эксплуатации 6

Козловский В.Н., Панюков Д.И., Афиногентова Н.В., Заятров А.В. — Модели мониторинга качества автомобилей в эксплуатации 1

Козловский В.Н., Панюков Д.И., Заятров А.В., Шанин С.А. — Мониторинг качества автомобилей в эксплуатации 2

Козловский В.Н., Шанин С.А., Дементьев С.А. — Методика контроля эффективности деятельности предприятий сервисной сети автопроизводителя 10

Корягин С.А. — Организация клининга на предприятиях автомобилестроения 5

Невелев В.А. — Целевое импортозамещение как значимый фактор повышения уровня стратегического управления конкурентоспособностью российской инновационной автомобильной техники 7

Подхалюзина В.А. — Концепция интеграции российского автомобилестроения 9

Черникова О. — Автомобильный сектор: динамика зарплат и кадровая политика предприятий 4

Чириканова Е.А., Гаранин С.М. — Программы государственной поддержки автомобильной промышленности с использованием механизма лизинга 8

Швеёва Е.И., Швеёв И.А. — Повышение потребительских свойств и оценка эффективности при эксплуатации автотранспортных средств 12

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Акунов Б.У., Давлятов У.Р. — Анализ зависимости длительности импульса открытия форсунки двигателя от условий эксплуатации автомобиля 9

Балабин И.В., Балабин О.И., Чабунин И.С. — Безвоздушные колёса для мобильных машин: плод академического поиска или реальность? 8

Белоусов Б.Н., Гладов Г.И., Харитончик С.В., Острецов А.В., Шмелев А.В., Петухов А.В. — Принципы построения системы автоматического управления движением автомобиля 6

Бортников Л.Н., Ложкин М.Н., Павлов Д.А., Семенов А.В. — Влияние добавочного водорода на коэффициент молекулярного изменения при сгорании топлива в поршневых ДВС 11

Гаевский В.В., Одинокова И.В. — Электромобиль против гибридного автомобиля 9

Гасанов Б.Г., Черненко А.Б., Сиротин П.В., Азаренков А.А. — Частотные динамические характеристики кабины многоосного автомобиля с тремя вариантами систем подвешивания 4

№

Геращенко В.В., Коваленко Н.А., Щур А.В., Гумелюк В.И. — Усовершенствованная система автоматического управления скоростью движения автомобиля 2

Гладов Г.И., Пресняков Л.А. — Алгоритм расчёта траектории движения автопоезда и анализ результатов 7

Гладов Г.И., Пресняков Л.А. — Параметры криволинейного движения специальных транспортных средств 5

Гладов Г.И., Пресняков Л.А. — Расчёт характеристик соединительной рамы грузовой платформы 3

Годжаев З.А., Борисов С.В., Камитов М.С. — О критериях оценки эффективности системы подрессоривания автомобилей 7

Григорьев С.И., Старостин К.В., Петров Н.В. — Результаты расчёта эксплуатации автомобильного биогазового ДВС 12

Дубин А.Е., Нестеров В.Е. — Перспективные гибридные амфибии на воздушной подушке для Арктики. Описание конструкции 5

Дубин А.Е., Нестеров В.Е. — Перспективные гибридные амфибии на воздушной подушке для Арктики. Особенности практического расчёта нагнетательного комплекса 6

Дьяков И.Ф. — Обеспечение устойчивости движения автопоезда 11

Дьяков И.Ф. — Способ снижения шума отработавших газов двигателя внутреннего сгорания 10

Железнов Р.Е., Железнов Е.И. — Анализ нагрузок в сцепном устройстве малотоннажного автопоезда при разгоне 4

Железнов Р.Е., Железнов Е.И. — Динамическое взаимодействие звеньев малотоннажного автопоезда 2

Железнов Е.И., Железнов Р.Е. — О выборе параметров сцепного устройства автопоезда 11

Каминский В.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Костюков Е.А., Григоров И.Н., Лазарев А.В. — Разработка турбокомпрессора для двигателя ММЗ-3LDT 5

Кисуленко Б.В., Бочаров А.В. — Перспективы и проблемы внедрения автомобилей с автоматическим управлением 5

Клишин П.В., Латышев А.П., Коноплёв В.Н., Юнисов И.К. — Повышение экологических показателей ДВС за счёт применения моторных масел с улучшенными характеристиками 12

Корчагин В.А., Сливинский Е.В., Ризаева Ю.Н. — Повышение надёжности несущих конструкций автотракторных самосвальных прицепов 8

Кулько А.П., Кулько П.А. — Определение тепловой мощности автономного подогревателя для тепловой подготовки и отопления автобуса большого класса 4

№

Лапшин В.П., Туркин И.А. — Электродвигатель постоянного тока — привод электромобиля 1

Мамити Г.И., Кочиев З.Т. — Функциональный расчёт барабанного тормоза колёсной машины 11

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Рязанов К.П., Харитонов И.П. — Оценка токсичности отработавших газов дизеля в переходных процессах 7, 8

Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Шатров В.И. — Природный газ как наиболее выгодное моторное топливо 1

Марков В.А., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С., Блинов А.С. — Моделирование испарения и термического распада мочевины в системах выпуска дизелей 10

Патрахальцев Н.Н., Ощепков П.П., Бехджуйан Хоссейн — Оценка показателей экономичности и токсичности выбросов дизеля, регулируемого изменением рабочего объёма на режимах малых нагрузок 1

Печенев А.М. — Повышение экономичности трехцилиндровых ДВС 4

Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. — Метод повышения эффективности тормозного управления колёсных машин 7

Сарбаев В.И., Гармаш Ю.В., Блинникова Л.Г., Волков С.Г. — Устройство управления магнитным рекуперативным амортизатором 3

Сливинский Е.В. — Модернизация ходовой части самосвальных автотракторных прицепов 12

Сливинский Е.В. — Усовершенствованное тягово-сцепное устройство легковесного автопоезда 3

Смирнов А.В. — Статистика исследований систем турбонаддува ДВС 5

Тарасик В.П. — Математическое моделирование прямолинейного движения автомобиля 9, 10

Топалиди В.А. — Проблемы внедрения модульных большегрузных автопоездов 11

Трембовельский Л.Г., Грифф М.И. — К выбору шасси-носителя при проектировании специализированного автотранспортного средства 6

Трембовельский Л.Г. — О создании типажа специализированных автотранспортных средств 4

Черепанов Л.А., Гордеев Д.А. — Экспериментальное определение характеристик ограничителей (буферов) хода отбоя амортизатора подвески легкового автомобиля 3

Черепанов Л.А., Гордеев Д.А. — Экспериментальное определение характеристики ограничителя хода сжатия (буфера) амортизатора подвески легкового автомобиля 1

Черняк Р.Е., Дунь С.В., Павленко А.В. — Повышение эксплуатационных характеристик автомобилей-самосвалов КрАЗ 6

Чичеров В.М., Зайцев С.В., Гладов Г.И. — Поперечная качка двухзвенных амфибийных машин 4

Шапран В.Н., Березняк А.В., Скапцов Е.В. — Способ повышения экологической безопасности дизелей военной автомобильной техники 2

№

Шарков О.В., Корягин С.И. — Определение приведённого коэффициента трения в контакте рабочих поверхностей барабанных тормозов 8

Шипиловский Г.Б., Дёмик В.В. — Задачи автоматизации военной автомобильной техники 2

К вопросу о новом уравнении движения колёсной машины

Пожидаев С.П. — Прорыв в науке или банальная ошибка? 3

Мамити Г.И. — Новое уравнение движения колёсной машины — верно 3

Копотилов В.И. — Ещё раз о новой расчётной схеме и уравнении движения колёсной машины 7

Мамити Г.И. — Прорыв в науке? Пусть ответит непредвзятый читатель 7

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Абаев А.Х., Качмазова Е.И. — Тормозная система прицепов легковых автомобилей 1

Болотов Р.А., Загородний Н.А. — Методы снижения тяжести последствий ДТП 11

Бондаренко Е.В., Шайлин Р.Т., Филиппов А.А. — Математическая модель системы "автобусный парк — газозаправочный комплекс" 12

Васидов А.Х., Базаров Б.И., Калауов С.А. — Использование природного газа в качестве моторного топлива для механических транспортных средств. Проблемы и перспективы 6

Гумелев В.Ю., Постников А.А. — Анализ применения различных методик для расчёта фактической ёмкости свинцово-кислотных аккумуляторных батарей при различных температурах 11

Дубовик Е.А. — Мониторинг предприятия автосервисных услуг 5

Жегалов И.Н. — Теоретическое исследование сохранения вязкости моторного масла в условиях низких температур 11

Ковриков И.Т., Юршев В.И., Тавтилов И.Ш., Зубаков В.А., Юршев И.В. — Анализ причин поломки автомобильных полуосей трубчатого сечения 9

Кулаков А.Т., Ковриков И.Т., Коваленко С.Ю., Грибков К.В. — Анализ перспективности применения электроэрозионного способа обработки при восстановлении кареток синхронизаторов коробки передач КамАЗ 12

Лебедев А.Е., Басалов И.С., Лебедев Д.В., Скрыгитель А.И. — Метод оценки состояния моторного масла 8

Лебедев С.А., Картуков А.Г. — Перспективы применения модульных источников тока на спецтехнике . . . 2

Лобов Н.В., Мальцев Д.В., Генсон Е.М. — Исследование возможности снижения эксплуатационных затрат при транспортировке твёрдых бытовых отходов 5

Мадорский Л.В. — Диагностирование автоматических коробок передач по внешним признакам 12

Малкин В.С. — Способ автоматического диагностирования тормозов автомобиля с АБС 11

№

Мусаелянц Г.Г., Павленко Е.А., Сысоев Д.К. — Кинематический анализ механизма предварительной правки автомобильных колёс 8

Павлишин С.Г., Добуш Я.В., Брюзгин Ф.А. — Характерные отказы ЭСУД дизельных АТС 11

Постолит В.А., Прушак А.Л., Савранский А.С., Николенко М.Е., Хазиев А.А. — Опыт и перспективы использования интерактивных медиакомплексов на транспорте 10

Рябчинский А.И. — Проблемы обеспечения безопасности АТС в России 10

Савастенко А.А., Ощепков П.П., Савастенко Э.А., Марков В.А. — Неорганические присадки к нефтяному дизельному топливу 2

Удлер Э.И., Исаенко В.Д., Исаенко П.В., Исаенко А.В. — Способ защиты топливных баков от атмосферных загрязнений 4

Филатов Н.В. — Теория и практика 3

Хасанов И.Х., Хасанов Р.Х., Рассоха В.И. — Совершенствование методики диагностирования защитного покрытия при цветовом подборе кузовного ремонта легковых автомобилей 12

Ходяков А.А., Хлопков С.В., Абу-Ниджим Р.Х. — Контроль рабочих параметров форсунок автотранспортных средств 3

Шапран В.Н., Березняк А.В., Тарасов Ю.С. — Метод очистки дизельного топлива от механических примесей и воды 1

Энглези И.П. — Исследование влияния параметров транспортных потоков на вероятность возникновения ДТП 9

Энглези И.П. — Методика проведения лабораторных исследований влияния функционального состояния водителей на время задержки выполнения операций 11

Якунин Н.Н., Якунина Н.В., Дрючин Д.А. — Повышение эффективности технической эксплуатации автомобилей на основе кооперации автотранспортных и сервисных предприятий 12

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Аджиманбетов С.Б., Есенов И.Х. — Расчёт системы двухэтапного пуска ДВС 8

Алиев А.А. — Многофакторный анализ причин возникновения отказов основных изделий отечественного электрооборудования транспортных средств и технические решения по их устранению 3

Байбакова А.А. — Разработка стенда для испытания гидроусилителей рулевого управления автомобиля 9

Бутарович Д.О., Хренов И.О. — Экспериментальный метод определения работоспособности фрикционной муфты блокировки гидротрансформатора . . . 2

Иванов А.М., Кристальный С.Р., Попов Н.В., Фомичев В.А. — Новый способ оценки эффективности действия систем электронного контроля устойчивости на льду, пригодный для автомобилей, оснащённых шипованными шинами 9

№

Ившин К.С., Семёнов Р.А. — Антропометрическое моделирование мотоциклетной посадки водителя-пассажира в малогабаритных транспортных средствах 2

Катанаев Н.Т., Лепёшкин А.В., Колбасов А.Ф. — Моделирование реакций связи колеса транспортного средства с деформируемой поверхностью при движении в условиях повышенного скольжения шины относительно опоры 5

Красавин А.С. — Технологии газотермического напыления, применяемые в двигателях внутреннего сгорания импортного производства 8

Кутовой С.С., Ефремов В.В., Котляров А.Ю. — Результаты экспериментальных исследований методов механической обработки поверхностей деталей, восстановленных плазменным напылением 3

Разговоров К.И. — Методика определения причины возгорания автомобиля 10

Сазонов Д.А. — Структура множества путей комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" 1

Селютин Г.Е., Дунаев А.В. — Углеродные наноразмерные триботехнические материалы 5

Хромов В.Н. — Технология восстановления деталей автотракторных дизелей термопластическим деформированием с одновременным упрочнением 4

Чабунин И.С., Щербаков В.И. — Моделирование микропрофиля специальных дорог 6

Чирский С.П., Мягков Л.Л. — Метод оптимизации формы основных деталей ДВС 12

Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова А.С. — Факторы, определяющие качество сборки редукторов ведущих мостов транспортных средств 7

ИНФОРМАЦИЯ

Компания "Порше": история, современность и горизонты (*интервью Д.В. Орлова*) 1

"Комтранс—2017" 11

Образование — через науку (*интервью Г.О. Котиева*) 9

Шинная индустрия России: история, современность перспективы (*интервью И.В. Веселова*) 8

Яковлев В.В. — О новой технике. Состояние российского машиностроения на сегодня 2

Из истории отечественного автомобилестроения

Данилов Р.Г. — "Синяя птица" 4

Данилов Р.Г. — Специальное конструкторское бюро 1

Орлов Б.Н. — Задачи и решения 5

Поисково-эвакуационные установки для космических аппаратов 3

Фиттерман Б.М. — Спецтехника ЗИС 2

Юбилеи

Ковригину А.С. — 70 лет 8

Рябчинскому А.И. — 80 лет 9

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Швеёва Е.И., Швеёв И.А. — Повышение потребительских свойств и оценка эффективности при эксплуатации автотранспортных средств 1

АСМ-факты 3

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Григорьев С.И., Старостин К.В., Петров Н.В. — Результаты расчёта эксплуатации автомобильного биогазового ДВС 4

Клишин П.В., Латышев А.П., Коноплёв В.Н., Юнисов И.К. — Повышение экологических показателей ДВС за счёт применения моторных масел с улучшенными характеристиками 6

Сливинский Е.В. — Модернизация ходовой части самосвальных автотракторных прицепов 9

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Якунин Н.Н., Якунина Н.В., Дрючин Д.А. — Повышение эффективности технической эксплуатации автомобилей на основе кооперации автотранспортных и сервисных предприятий 14

Бондаренко Е.В., Шайлин Р.Т., Филиппов А.А. — Математическая модель системы "автобусный парк — газозаправочный комплекс" 17

Мадорский Л.В. — Диагностирование автоматических коробок передач по внешним признакам . . . 21

Хасанов И.Х., Хасанов Р.Х., Рассоха В.И. — Совершенствование методики диагностирования защитного покрытия при цветовом подборе кузовного ремонта легковых автомобилей 26

Кулаков А.Т., Ковриков И.Т., Коваленко С.Ю., Грибков К.В. — Анализ перспективности применения электроэрозионного способа обработки при восстановлении кареток синхронизаторов коробки передач КамАЗ 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Чирский С.П., Мягков Л.Л. — Метод оптимизации формы основных деталей ДВС 33

Указатель статей, опубликованных в 2017 г. 37

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор Московского политехнического университета (МАМИ)*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Комаров В.В. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе*
Коровкин И.А. — *исполнительный директор НП "ОАР"*
Котиев Г.О. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*
Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*
Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*
Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*
Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*
Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*
Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-Российского университета (Могилёв)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 11.11.2017. Подписано в печать 04.12.2017.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней, в базу данных *"CHEMICAL ABSTRACTS"*.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.