ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

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

№ 8 • август • 2019

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.33:504.05

АВТОМОБИЛЬ И ЭКОЛОГИЯ

Д-ра техн. наук **БЕЛОУСОВ Б.Н., ДОБРОМИРОВ В.Н.,**
кандидаты техн. наук **АВРАМОВ Д.В., МАРТЫНОВ Н.В.**
МГТУ имени Н.Э. Баумана, Санкт-Петербургский ГАСУ,
НПФ "ЭлектроГидроДинамика" (btlousovbn@yandex.ru, dvavramov@gmail.com)

Рассматриваются основные факторы воздействия автомобиля на окружающую среду в свете современных всё ужесточающихся законодательных требований и представлений о путях развития перспективных конструкций наземных транспортных средств — автомобилей и тракторов. Особое внимание уделено проблемам разрушающего воздействия колёсного движителя на опорную поверхность дороги и почвы, почвенный покров — в ландшафтах и агроландшафтах, а также прибрежных зон водоёмов и утилизации в конце жизненного цикла. Рассмотрена возможность использования электрогидравлической технологии для переработки стеклобоя, отходов электронных приборов и шин при утилизации ТС в конце жизненного цикла.

Ключевые слова: *экологическая безопасность, утилизация, автомобиль, трактор, почва, ландшафт, окружающая среда, почвенный покров, электрогидравлическая технология.*

Belousov B.N., Dobromirov V.N., Avramov D.V., Martynov N.V.
CAR AND ECOLOGY

The article deals with the main factors of the impact of the car on the environment in the light of modern increasingly stringent legal requirements and ideas about the ways of development of advanced designs of land vehicles — cars and tractors. Particular attention is paid to the little-covered problems-the destructive impact of the wheel drive on the support surface of the road and soil, soil cover — in landscapes and agricultural landscapes and disposal at the end of the life cycle.

Keywords: *environmental safety, car, tractor, soil, landscape, environment, soil cover, recycling, electro-hydraulic technology.*

Автомобиль — самый массовый, после бытовых приборов, продукт потребления. Но он же — один из наиболее сильных загрязнителей среды обитания людей: большое количество вредных веществ выбрасывает с отработавшими газами его двигатель, образуются продукты износа шин и тормозных колодок, акустическое загрязнение составляет внутренний и внешний шум. Кроме того, разрушающее воздействие оказывает движитель на дорогу и грунт; возникают проблемы при утилизации как самих автомобилей, так и специальных жидкостей.

Выбросы отработавших газов двигателя — наиболее хорошо изученное и законодательно регламентированное из воздействий автомобиля на окружающую среду. По данным Кембриджского университета, ежегодно во всём мире автомобили выбрасывают в воздух более 4 млрд т диоксида углерода. С учётом постепенного повышения эффективности использования топлива рост мирового автомобильного парка к 2030 г. может привести к увеличению этой цифры до 7 млрд т и повышению средней температуры воздуха на нашей планете на 4 °С по сравнению с доиндустриальным уровнем [1]. Ежегодные транспортные выбросы в атмосферу России составляют около 35 млн т вредных веществ (58 % от этого количества приходится на транспортные средства). Всего же в отработавших газах ДВС содержится более 200 токсичных веществ. Наиболее опасными из них являются монооксид углерода, оксиды азота и серы, сажа, альдегиды, соединения свинца и других тяжёлых металлов [1].

Законодательные требования по выбросам вредных веществ определяют экологический класс автомобиля (например, Евро 2, Евро 3, Евро 4, Евро 5, Евро 6), который характеризует содержание вредных веществ в отработавших газах работающего автомобиля. Процентный состав содержания вредных веществ в них для двигателей разных типов автомобилей представлен на рис. 1.

Новое исследование, проведённое в университете Торонто, говорит о том, что основной источник выбросов углекислого газа и, осо-

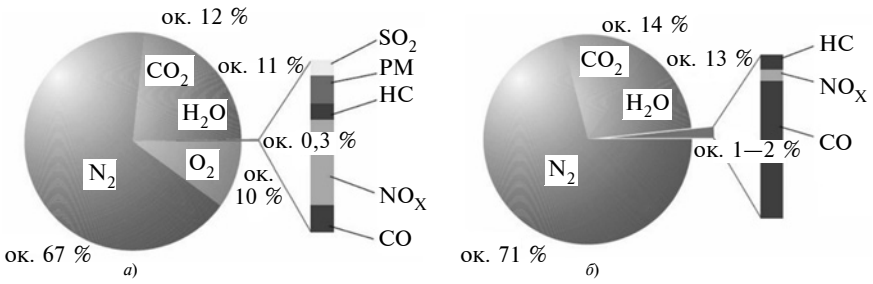


Рис. 1. Состав отработавших газов:
а — бензиновых ДВС; *б* — дизелей

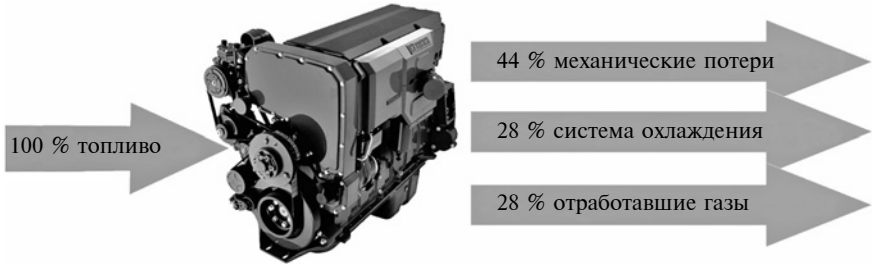


Рис. 2. Распределение потерь цикла Карно для ДВС

бенно, сажи и оксидов азота — тяжёлые грузовики. Исследование показало, что уровни выбросов коррелируют именно с числом дизельных тяжёлых грузовых автомобилей, а не с общим числом автомобилей на дороге. Напомним, в Париже и пригородах установлен запрет на въезд для всех легковых автомобилей и мотоциклов, поставленных на учёт до 30 сентября 1997 года, а в центральную часть города запрещено въезжать автобусам и грузовикам, зарегистрированным до октября 2001 года. Мэры Парижа, а также Афин, Мадрида и Мехико на встрече в 2016 г. договорились полностью запретить дизельные легковые и грузовые автомобили независимо от года выпуска. Дата введения запрета — 2025 г., сообщило BBC по итогам встречи глав четырёх столиц.

Вопросы снижения выбросов в атмосферу вредных веществ с отработавшими газами и тепла, оптимизации расхода топлива достаточно освещаются в технической и научной литературе, например, [4] и др. Эти процессы связаны в первую очередь с конструкцией ДВС, эффективность которой ограничена КПД цикла Карно (рис. 2). Между тем вопрос расчёта суммарных выбросов в окружающую среду относится к наименее изученным в функционировании системы "человек — колёсная машина — среда".

Кроме выбросов в атмосферу вредных веществ в отработавших газах важное значение имеют показатели суммарных выбросов парка страны за какой-то период. В табл. 1 для примера приведены данные академика сельскохозяйственной академии И.П. Ксеневича по результатам оценки удельных показателей суммарных выбросов в окружающую среду всего парка грузовых колёсных машин СССР за 1990 г. При этом принято, что срок службы машины равен 10 годам (более старые машины из расчётов исключены), среди земельных угодий в расчётах учтены посевные площади (2273 млн га) и леса 3-й группы (740,7 млн га), а в общее количество людей, находящихся под воздействием автомобилей, включено всё население, занятое в сельском хозяйстве по оценке Госкомстата СССР на 1987 г. (96,4 млн человек) [3].

Таблица 1

Вредные выбросы от колёсной машины в окружающую среду	Удельный показатель выброса за весь срок службы, Е-2, кг/кг	Средний абсолютный показатель		Плотность среднего абсолютного показателя	
		на одну КМ за весь срок службы, кг	на весь парк КМ, млн т	на 1 га земельных угодий, кг/га	на одного жителя, кг/чел.
Резина (шины)	4,7—9,4	734,35	1,15	0,038/0,38	1,22/11,96
Масло	7,1—9,4	859,30	1,349	0,045/0,44	1,39/13,99
Антифриз	1,7—2,2	202,05	0,317	0,011/0,11	0,33/3,29
Свинец аккумуляторных батарей	5,9—9,4	801,00	1,258	0,042/0,42	1,31/13,05
Фильтры	1,8—3,9	244,75	0,334	0,013/0,13	0,40/3,98
Обломки, стеклобой	11—18	1529,06	2,401	0,080/0,80	2,50/24,91
Асбест	0,471	49,10	0,077	0,003/0,03	0,08/0,79
Свинец	0,588	61,25	0,096	0,003/0,03	0,10/0,99
Оксиды азота	58,82	6126,70	9,619	0,319/3,19	9,97/99,78
Монооксид углерода	235,3	24508,80	38,479	0,128/12,77	13,24/132,45
Углеводороды	35,29	3675,80	5,77	0,191/1,91	5,98/59,86
Оксиды серы	1,76	183,32	0,288	0,010/0,10	0,30/2,99

Примечание. Показатель Е-2 характеризует отношение массы вредных выбросов к массе составной части колёсной машины (шины, общее количество масла и т.д.).

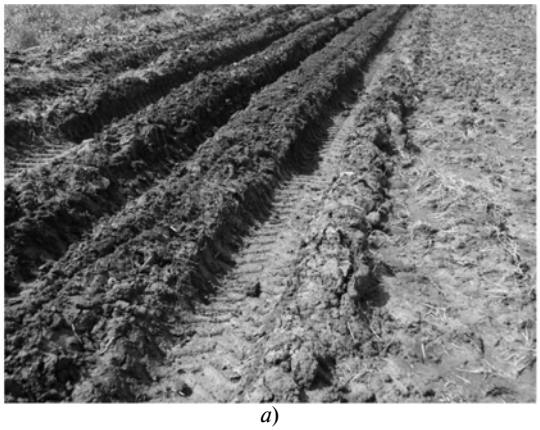
Внутренний и внешний шум основных агрегатов автомобиля нормируют с конца 1960-х гг. Так, международные европейские нормы на допустимые уровни внешнего шума автомобиля впервые были приняты в 1968 г. и были включены в правила № 6 ЕЭК ООН, а затем и в национальные стандарты большинства стран Европы. В России стандарт на допустимый уровень внешнего и внутреннего шума действует с 1974 г. В настоящее время уровень шума измеряется в децибелах (дБ) по шкале А (ГОСТ 17187, ГОСТ 27435 и ГОСТ 27436), которая наиболее близко соответствует восприимчивости человеческого уха.

О важности этого показателя говорит тот факт, что с 1974 г. норма ЕЭС (Директива ЕЭС 70/157) на допустимый уровень внешнего шума уменьшилась с 91 до 86 дБА. В 1983 г. приняты ещё более жёсткие нормы (84 дБА), которые введены для новых моделей с 1987 г., а для существующих — с 1989 г. Ведущим западно-европейским фирмам-изготовителям магистральных автопоездов удалось довести его в серийных образцах до уровня 65...68 дБА.

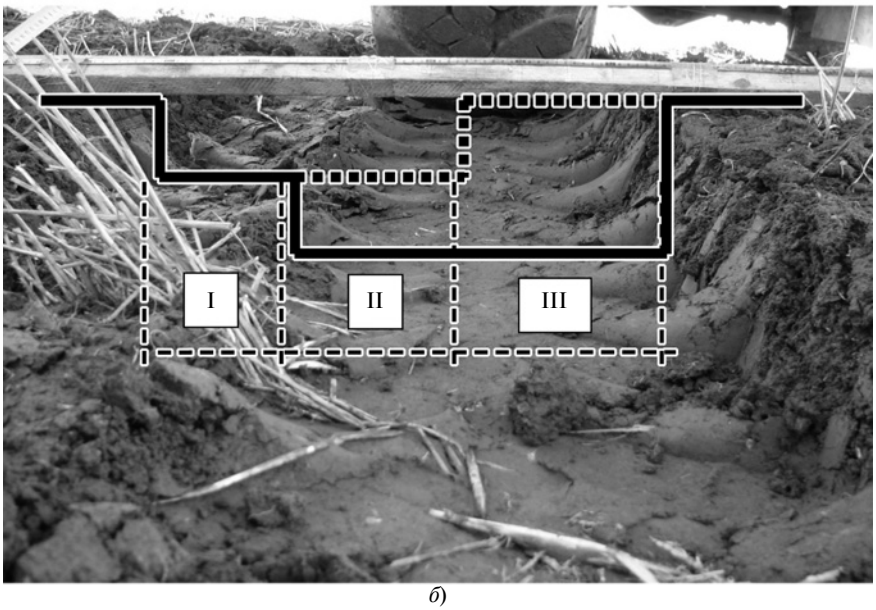
Следующий фактор — **воздействие колебаний и вибраций на водителя и пассажиров.**

Одна из главных особенностей ТС (особенно внедорожных) — частое движение с повышенными скоростями по неровным и разбитым дорогам, что выдвигает особые требования к ограничению ускорений на рабочих местах водителя и пассажиров, которые регламентированы ГОСТ. Перспективным для снижения воздействия колебаний и вибраций считается внедрение в конструкцию подвески мехатронных модулей на основе длинноходовых пневматических или гидропневматических рессор.

Вопросами **разрушающего воздействия движителя автомобиля на почву-грунт** занимаются в основном учёные, работающие в сельскохозяйственной отрасли. Однако проблема разрушающего воздействия движителя на грунт и почвенный покров в агроландшафтах имеет более глобальное значение. Долгие годы развитие конструкции ТС осуществлялось в основном в направлении повышения показателей проходимости и эффективности применения. Экологическая же составляющая этого процесса, т. е. разрушающее воздействие автомобиля на почву-грунт (рис. 3), практически не рассматривалась, как не исследовались и конструктивные показатели автомобилей, влияющие на



а)



б)

в)

Рис. 3. Разрушение почвы после прохода колёсного автомобиля [5]:
а — прямолинейное движение; *б* — глубина разрушения при несовпадении колеи (I, II, III — зоны различного уплотнения почвы); *в* — срез грунта в результате интенсивного буксования колеса

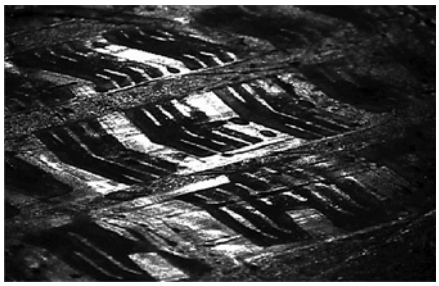


Рис. 4. Разрушение дорожной поверхности профилем шины

этот процесс: компоновка, схемы перераспределения потока мощности по ведущим колёсам и мостам, сцепные свойства движителей и т.д. [5, 6].

Так, после прохода трёхосного автомобиля суммарный след можно разделить на три зоны (рис. 3, *б*) [5]: I зона — зона однократного уплотнения колесом средней оси; II зона — зона трёхкратного уплотнения колёсами передней, средней и задней осями; III зона — зона двукратного уплотнения колёсами передней и задней осями.

Отличительная особенность при движении автомобиля по и вне дорог с твёрдым покрытием состоит в том, что при нерациональной работе системы "двигатель — трансмиссия — движитель" происходит разрушение опорной поверхности (рис. 4). Для оценки экологического ущерба, по мнению специалистов, следует использовать размеры (глубина и ширина) колеи и уплотнение почвы. Устранение этих повреждений, особенно почвы и почвенного покрова в агроландшафтах, естественным путём требует от природы длительного времени или практически невозможно.

Результаты экспериментальных исследований, проведённые авторами по проекту РФФИ № 09-08-13655-ОФИ_Ц, наглядно доказывают, что при криволинейном движении автомобиля происходит более значительное разрушение почвы, чем при прямолинейном движении. При криволинейном движении автомобиля в зависимости от радиуса поворота происходит уширение колеи, что увеличивает суммарную площадь взаимодействия колёсной машины с опорной поверхностью. При этом движитель уплотняет и сдвигает грунт дополнительно и в боковом направлении, увеличивая разрушающее воздействие (рис. 5 и 6).

На рисунках можно выделить четыре характерные зоны следа с различным характером взаимодействия колёсного движителя автомобиля с деформируемым грунтом: зона I — однократное уплотнение грунта колесом передней оси; зона II — перекрытие следов (повторное уплотнение почвы колесом задней оси части колеи передней оси); зона III — однократное уплотнение грунта колесом задней оси; зона IV — зона бокового уширения и сдвига грунта.

Это особенно важно учитывать при проектировании транспортных средств для специализированных областей, например, лесоперерабатывающей промышленности, сельского хозяйства, для геологоразведочной деятельности, нефтегазодобывающей отрасли и т.д.

Особенность воздействия колёс на дорогу с твёрдым покрытием состоит в том, что их шины имеют развитые грунтозацепы с большим расстоянием между шашками и глубокими (20...30 мм) впадинами. Это приводит к увеличению давления в контакте шашки с дорогой и к ускоренному разрушению дорожного полотна. Кроме того, на краю шашки, особенно в области задней границы контакта, наблюдается интенсивное проскальзывание грунтозацепов. Наконец, колёса ТС обычно группируются в так называемые "тележки" из управляемых и неуправляемых колёс, причём расстояния между смежными осями оказываются достаточно большими. Из-за этого при повороте ТС появляется боковое проскальзывание, которое усугубляется при разного рода упрощениях схемы трансмиссии. В целом все эти факторы приводят к ускоренному износу как шин, так и дорожного полотна. Огромное влияние на разрушение дорожного полотна имеет и тепловая нагруженность шин.

Кроме того, шипованные шины, популярные в районах с холодным климатом зимой, далеко не безопасны. Новые исследования технологического университета Чалмерса в Швеции установили, что шипованные шины, снижая число смертей в ДТП, наносят более ощутимый, хотя и неочевидный, экологический урон человеку. Основной причиной этого являются выбросы, вызванные повреждением шипов и асфальтовых дорог, от которых выбрасываются частицы. Исследование было направлено на изучение интенсивности выбросов частиц PM10, которые имеют диаметр от 2,5 до 10 микрон. Эти частицы в воздухе могут вызывать респираторные заболева-

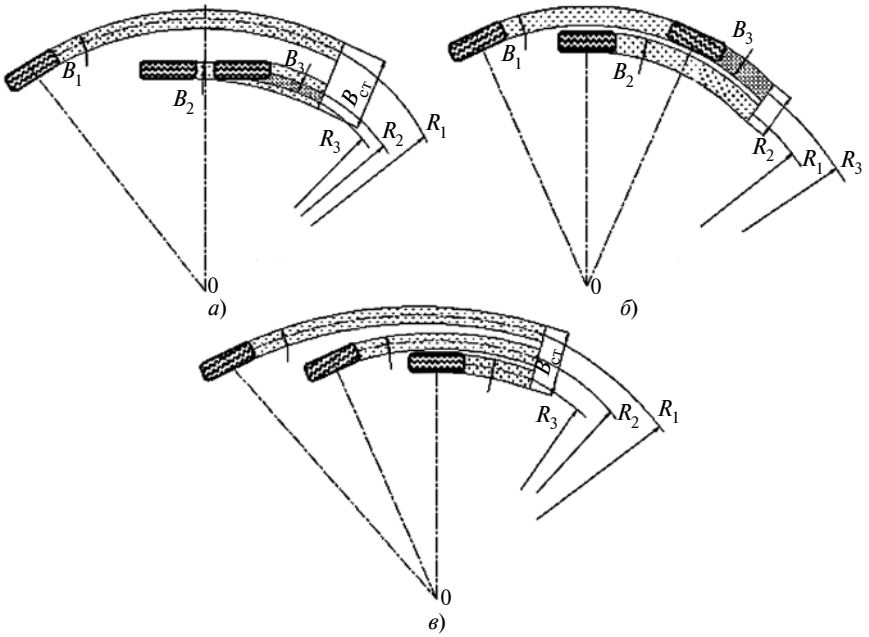


Рис. 5. Схема поворота трёхосного автомобиля с различными схемами рулевого управления:
а — с управляемыми колёсами на первой оси; *б* — с управляемыми колёсами на передней и задней осях; *в* — с управляемыми колёсами на передней и средней осях

ния, сердечные приступы и даже мутации ДНК. Всемирной организацией здравоохранения и международным Агентством по изучению рака они считаются канцерогеном 1-й группы.

Кроме того, при движении по грунтовым дорогам ощутимо проявляется склонность транспортного средства к галопированию (интенсивным продольно-угловым колебаниям). После длительного движения машин грунтовые дороги, которые в исходном состоянии характеризовались широкими интервалами перепадов высот неровностей (20...200 мм) и длин неровностей (0,5...13 мм), приобретают синусоидальный профиль со средней высотой неровностей около 300 мм и длиной 3...5 м. Движение с приемлемыми скоростями по такой дороге оказывается невозможным из-за недопустимых ускорений на рабочем месте водителя (более 3 g). Приходится, как правило, ежегодно, исправлять дорогу срезанием слоя грунта (около 38...40 м^3 на 1 км дороги при ширине полотна 4 м).

Необходимо учитывать и следующее. На значительной части территории России наиболее сложным и ответственным в работе дорожно-эксплуатационных организаций является зимний период. Уровень экологического загрязнения в это время во многом определяется состоянием дорожного покрытия и использованием химических реагентов. Статьи расходов на зимнее содержание дорог во всех странах составляют существенную часть бюджета, выделяемого на их эксплуатацию. Значительная часть этих средств, предназначается на приобретение противогололёдных материалов. Например, во Франции годовой расход соли по стране достигает $1{,}2 \cdot 10^6$ т и постоянно растёт. В США ежегодно расходуется около 10 млн т хлорида натрия и 300 тыс. т хлорида кальция. За зимний период распределяется до 30 т соли на 1 км дорожного покрытия. В Дании ежегодно расходуется до 400 тыс. т солей, что обходится стране примерно в 2 млрд крон.

Несмотря на вред, наносимый химическими реагентами окружающей среде, и активизацию процессов атмосферной коррозии (годовой ущерб от коррозии одного автомобиля составляет в Германии 110 евро), стоимость зимнего содержания дорог без применения противогололёдных реагентов более чем втрое выше стоимости содержания с их применением.

Отечественные технологии содержания дорог направлены на ликвидацию уже образовавшейся скользкости, а не на её профилактику, что во много раз увеличивает количество распределяемых реагентов. Это влияет не только на безопасность движения, но и на скорость движения транспортных средств и, как следствие, на уровень выбросов вредных веществ в атмосферу.

Накопление химических реагентов в придорожной полосе происходит не в поверхностном слое почвы, а в её глубине, достигая грунтовых вод и зоны корневой системы растений (до 60 см глубины) [37]. При отрицательных температурах и отсутствии стока реагенты интенсив-

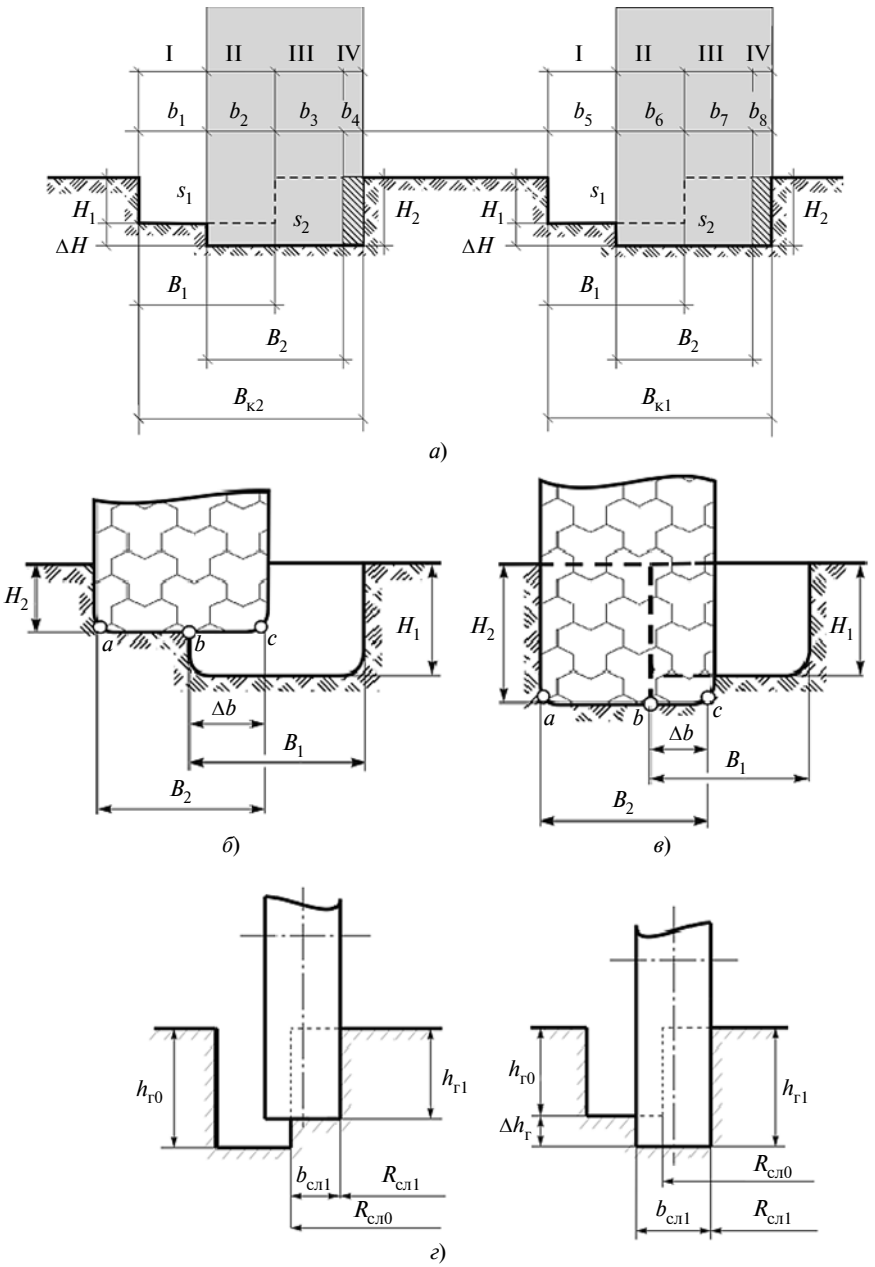


Рис. 6. Схема перекрытия следов колёс автомобиля при криволинейном движении двухосной машины [2]:
а — колея и зоны колееобразования после прохода двухосного автомобиля; *б* и *в* — схема повторного прохода колеса при частичном перекрытии колеи; *г* — схема формирования следа колеи на деформируемой опорной поверхности при криволинейной траектории движения центра последующих колёсных движителей и положительном угле увода

но впитываются слоем снега и вместе с ним перебрасываются уборочными машинами в стороны от проезжей части — до 50 м. Часть солей, не вступивших в реакцию со льдом, остаётся на покрытии и с брызгами от колёс автомобилей вместе с пылью и снегом переносится ветром на значительное расстояние. Таким образом, противогололёдные вещества попадают на придорожную растительность, а после таяния снега проникают в почву и с грунтовыми и талыми водами переносятся в водоёмы. Чем большее количество талых вод, содержащих соли, попадает в придорожную зону, тем дальше и глубже соль проникает сначала в поверхностный слой почвы, а затем в её глубокие слои. При большом количестве осадков формирование талых вод продолжается дольше, растворяя всё большее количество соли.

Наконец, **экологическая безопасность ТС с учётом его полного жизненного цикла.**

На современном этапе развития машиностроения и знаний в области экологии стало ясно: вред, наносимый техникой окружающей среде, далеко не ограничивается выбросами вредных веществ с отработанными газами и шумом. Производство, эксплуатация и утилизация машины порождают не менее серьёзные экологические проблемы.

Известна оценка удельных энергозатрат на производство, эксплуатацию, ремонт и утилизацию транспортных средств. Опираясь на эти цифры, можно построить энергетический баланс для прогнозируемого на ближайшие годы парка в количестве 1,57 млн условных транспортных средств грузоподъёмностью 4,8 т и полной массой 10,42 т, т.е. собственной массой 5,62 т (табл. 2).

Если условно считать, что весь автомобильный парк сформирован за предшествующие 10 лет и за последующие 10 лет будет полностью списан, то можно сравнить общий энергобаланс его жизненного цикла с количеством энергии, произведённой в стране за эти 20 лет (например, за период 1980...2000 гг.). Учитывая произведённые с 1980 г. по 1990 г. 17 025 млрд кВт · ч и данные по добыче энергии на 2000 год, получим общий результат — 41 675 млрд кВт · ч. Таким образом, можно считать, что на создание и эксплуатацию парка, созданного к 2000 г., затрачено (с учётом частичного возврата энергии при утилизации) около 3,31 % суммарного энергопроизводства страны.

За рубежом разработана серия стандартов ISO 14000, которые регламентируют организацию системы экологического управления, экологический аудит и маркировку, порядок оценки экологичности производственных систем и продукции на всех стадиях жизненного цикла. Требования этих стандартов в отношении переработки автомобиля по окончании его эксплуатации дополняет директива УС 97/с337/02 "Транспортные средства, вышедшие из эксплуатации".

Названные документы расширяют понятие "экологическая безопасность автомобиля", во-первых, на весь его жизненный цикл и, во-вторых, связывают его не только с традиционными показателями (выброс вредных веществ с отработавшими газами, шум), но и с потреблением природных ресурсов, энергии, воздействием на среду отслужившего автомобиля. Рассматривают систему, в состав которой входят пять подсистем: получение конструкционных материалов; изготовление деталей, сборка узлов и машины в целом; её эксплуатация; переработка (разборка, восстановление, рециклирование); утилизация (захоронение остатков).

Таблица 2

Наименование затрат	Удельные энергозатраты на 1 км, кВт · ч на 1 кг	Абсолютные энергозатраты	
		на 1 км, тыс. кВт · ч	на весь парк, млрд кВт · ч
Изготовление	−18,12	−101,83	−159,8
Эксплуатация и ремонт	−142,47	−800,68	−1257,0
Утилизация (возврат энергии)	+4,24	+23,83	+37,4
Баланс	—	−878,68	−1379,4

Ведущие зарубежные автомобилестроительные фирмы и фирмы-поставщики комплектующих и материалов применяют стандарты ISO 14000 и директиву ЕС97/с337/02. В России же документов, аналогичных стандарту ISO 14000 и директиве ЕС, пока нет. Уменьшить разрушающее воздействие транспортных средств на окружающую среду в эксплуатации можно за счёт конструктивных факторов при проектировании. Выбор конкретного способа зависит от эколого-экономического эффекта, т.е. соотношения между размером предотвращения ущерба окружающей среде и затратами на реализацию выбранного способа.

Значительно сложнее дело обстоит при утилизации изношенной техники. В настоящее время некоторые зарубежные фирмы создают специализированные заводы по утилизации подержанных легковых автомобилей. Утилизация грузовых автомобилей и тракторов осуществляется практически кустарным способом, а точнее — никак. Если металлические компоненты (сталь, чугун, алюминий и т.п.) разбираются и используются как металлолом, то шины, стеклобой (особенно триплексное стекло) образуют огромные свалки. Так, в США ежегодно выбрасывается около 300 млн шин, выбывших из эксплуатации, 3 млрд шин свалены в кучи около крупных городов. Это вызвано отсутствием экономичных и безопасных промышленных технологий для переработки шин и триплекс-стеклобоя.

Стеклобой, как один из основных компонентов твёрдых бытовых и промышленных отходов, при захоронении негативно воздействует на окружающую среду. Самый распространённый способ утилизации стеклобоя — введение его в состав шихты для варки промышленных стекол. Наиболее сложно обстоят дела с повторным использованием именно триплексных стекол, у которых два слоя стекла скреплены поливинилбутиральной плёнкой. Существующая технология их переработки очень трудоёмка, энергозатратна, экологически небезопасна и малоэффективна. Предварительные эксперименты показали, что наиболее перспективна для этого технология, основанная на электрогид-

равлическом эффекте (эффекте Юткина), обладающем избирательным воздействием.

Необходимо создание новой, например, электрогидравлической, технологии для дробления не только триплекс-стеклобоя, но и резинотехнических изделий, отделения каркасных материалов. Такая установка позволяет воздействовать на материалы избирательно, разрушая один (например, резину) и не затрагивая другой (каркасные изделия, в частности корд автомобильных шин).

Необходима также безопасная и энергосберегающая новая технология утилизации электронных компонентов, базирующаяся на избирательном разрушении пластиковых корпусов и выделении чистых благородных, редкоземельных и других металлов и их сплавов. Все физические методы утилизации электронных компонентов предполагают их тонкое измельчение. При этом измельчается и пластик корпусов компонентов, и металлические детали, находящиеся внутри корпусов. В такой ситуации добиться полного разделения металла и пластика невозможно. Технология же дробления электронных компонентов, основанная на электрогидравлическом эффекте, позволяет очень эффективно отделить пластик корпусов от металлических деталей. При этом тонкого измельчения обрабатываемых материалов не происходит. Выделить металл из переработанной массы уже не представляет большого труда.

Оценка экологической безопасности транспортных средств должна проводиться с учётом всех этапов жизненного цикла (система стандартов ИСО 1400), уровень рециклируемых материалов должен быть не ниже 90 % по массе. Выброс загрязняющих веществ с отработанными газами — по нормам Правил 96 ЕЭК ООН. Воздействие ходовых систем на почву/грунт без ограничений влажности по действующим НТД. Экологическая безопасность использования автомобиля — это комплекс мер по совершенствованию конструкции автомобиля, приёмов его использования, дорожной инфраструктуры и целого ряда других факторов, затрагивающих взаимоотношения человека и окружающей среды. Эту проблему следует комплексно решать в условиях создания и функционирования интеллектуальных транспортных систем.

Литература

1. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. Монография. — Под общ. редакцией д.т.н., профессора Б.Н. Белоусова. М.: Агроконсалт, 2013. — 612 с.
2. Коркин С.Н. Метод оценки конструкции внедорожных автомобилей по величине разрушающего воздействия на грунт: Дис. ... канд. техн. наук / МАМИ. — Москва, 2009. — 273 с.
3. Ксеневич И.П. и др. Ходовая система почва—урожай // Ксеневич И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. — М.: Агропромиздат, 1985. — 302 с.
4. Русанов В.А. Методы оценки системы движитель—опорное основание. — Сб. науч. тр. ВИМ, 1984. Т. 102.
5. Автомобильные дороги и мосты. Экология зимнего содержания автомобильных дорог. Обзорная информация. Выпуск 3-2003. http://www.uralstroyinfo.ru/index/Index1/6/6949.htm?id=577&type=137&doc=56_56234
6. ГОСТ Р 50597—93. Автомобильные дороги и улицы. Требования к эксплуатационному состоянию, допустимому по условиям обеспечения безопасности дорожного движения. — Введ. 01.07.94. — М.: Изд-во стандартов, 1993. — 11 с.
7. Юткин Л.А. Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности. Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1986. — 263 с.
8. Izmailov A., Revenko V., and Godzhaev Z. The Method of Constructing the Diagrams of Shear Stresses in the Contact Zone of an Slipping Wheel With Soil SAE Technical Paper 2018-01-1335, 2018.

УДК 621.436

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СГОРАНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Д-р техн. наук **ФОМИН В.М.**,
канд. техн. наук **АПЕЛИНСКИЙ Д.В.**
Московский политехнический университет (МАМИ)
(apelinskiy_mami@mail.ru)

Анализируются причины, сдерживающие массовое применение альтернативных видов топлива в сфере энергопотребления отечественного транспорта, которые в основной своей массе имеют более низкие энергетические и кинетические показатели сгорания по сравнению с традиционными топливами. Изложен новый подход к решению проблемы повышения экологических и энергосберегающих показателей сгорания альтернативных топлив на основе их предварительной термохимической переработки — конверсии на борту транспортного средства. Приведены результаты предварительного аналитического изучения параметров процесса бортовой конверсии для ряда потенциально приемлемых видов альтернативного топлива в целях оценки эффективности этого процесса.

Ключевые слова: *альтернативное топливо, дизель, катализатор, конверсия, метанол, реактор, регенерация, химмотологические показатели.*

Fomin V.M., Apelinskiy D.V.

IMPROVEMENT OF THE COMBUSTION PERFORMANCES OF ALTERNATIVE FUEL FOR VEHICLES

The paper analyzes the reasons for limiting the mass use of alternative fuels in the field of energy consumption of domestic transport, which in most cases have lower energy and kinetic performances of combustion compared with traditional fuels. A new approach is presented to solve the problem of increasing the environmental and energy-saving performances of the combustion of alternative fuels based on their preliminary thermochemical processing - conversion on board the vehicle. The results of a preliminary analytical study of the parameters of the onboard conversion process for a number of potentially acceptable alternative fuels are given in order to assess the effectiveness of this process.

Keywords: *alternative fuel, diesel, catalyst, conversion, methanol, reactor, regeneration, chemical parameters.*

Наиболее перспективным направлением в решении проблем энергообеспечения повсеместно считается развитие альтернативной энергетики. Однако использование альтернативных топлив на транспорте сдерживается в ряде случаев несоответствием их показателей сгорания требованиям эффективной организации рабочего процесса в энергетических установках транс-

портных средств. В частности, практически все виды топлива биологического происхождения по сравнению с традиционными имеют меньшую теплоту сгорания (т.е. энергоёмкость), пониженные кинетические показатели сгорания.

Актуальность обозначенных проблемных задач стимулирует поиск нового системного подхода, который в своей основе был бы направлен на разработку рентабельного (энергетически выгодного) способа совершенствования энергетических и кинетических характеристик сгорания альтернативного топлива.

Методическое обоснование концепции способа строилось на известных положениях энергопреобразования топлива в процессе его сгорания. В рабочем цикле теплового двигателя преобразование химической энергии топлива в работу осуществляется в два этапа: на первом этапе она преобразуется в теплоту, а уже на втором этапе эта теплота реализуется в работу. В процессе этих преобразований проявляются основные потери располагаемой энергии топлива, снижающие эффективность энергетической установки [1]. Следовательно, для повышения эффективности использования энергии топлива необходимо снизить её потери, как на первом этапе преобразования, так и на втором.

Опираясь на достигнутый уровень исследований в этой области, можно отметить, что до настоящего времени в энергомашиностроении успешно применялся основанный на классических положениях термодинамики весьма эффективный способ уменьшения потерь работоспособности топлива на втором этапе преобразования энергии. Сущность этого способа вытекает из определения термического КПД цикла теплового двигателя, согласно которому эффективность цикла возрастает с повышением средней температуры подвода теплоты к рабочему телу при рассматриваемом уровне средней температуры отвода теплоты. Однако в современных тепловых двигателях температурный уровень рабочего тела таков, что повышать его далее не позволяет термическая прочность деталей камеры сгорания, обеспечиваемая даже самыми современными материалами. То есть данный становится малоперспективным.

В этих условиях представляется наиболее актуальной разработка иного подхода к решению данной проблемы, предусматривающего снижение уровня необратимых потерь, возникающих на первом этапе преобразования химической энергии топлива, т. е. на этапе преобразования её в теплоту. Причём реализация такого подхода, по возможности, не должна быть сопряжена с повышением температурного уровня рабочего тела. Исходя из положений химической термодинамики, можно утверждать, что реализация такого способа априори возможна при наличии альтернативных топлив, сжигание которых при одинаковой температуре сопровождалось бы различными уровнями необратимых потерь. При этих условиях топлива, обладающие высоким уровнем необратимых потерь, путём термохимических превращений можно преобразовать в новый вид топлива с более высокими показателями химической энергии, переход которой в теплоту будет сопровождаться уже меньшими необратимыми потерями.

Поскольку в основе предлагаемого способа лежит дополнительная стадия предварительного термохимического преобразования (конверсии) топлива с использованием отходящей теплоты, он был терминологически классифицирован как *способ термохимической регенерации теплоты.* Заметим, что впервые идея использования отходящей теплоты для повышения эффективности сжигания твёрдого топлива (каменного угля) была предложена проф. В.Г. Носачем [2], применительно к стационарным технологическим системам. Однако функциональные возможности способа могут быть реализованы в условиях рабочего цикла любого типа энергетической установки, в том числе и теплового поршневого двигателя.

Как следует из определения, на первой стадии исходное топливо подвергается эндотермическому преобразованию (конверсии) с использованием для этой цели теплоты, отводимой из рабочего цикла двигателя, а уже на второй преобразованное топливо сжигается, при этом высвобождается дополнительная тепловая энергия, накопленная в процессе конверсии.

При формировании системы функциональных средств для реализации концепции метода необходимым условием является обоснованный выбор приемлемого вида альтернативного топлива, которое при известном температурно-энергетическом состоянии греющего теплоносителя — отработавших газов двигателя обладало бы способностью эффективной конверсии. К таким видам топлива могут быть отнесены: ряд лёгких гомологов предельных углеводородов (алканов), низшие спирты, простые эфиры и др. Выбор конкретного топлива для его последующего энергетического преобразования на основе конверсии является компромиссом, учитывающим энергетическую ценность топлива, температурные условия конверсионного процесса, спектр образующихся при этом газообразных продуктов и стоимость.

В целях оценки эффективности этого процесса и состава продуктов термохимического преобразования аналитически изучены параметры процесса каталитической конверсии для ряда потенциально приемлемых видов альтернативного топлива. При этом установлено, что к числу наиболее пригодных энергетических продуктов из числа изученных для организации конверсии следует отнести простейшие спирты (в первую очередь метанол), целевыми продуктами конверсии которых являются водород (~65 % об.) и диоксид углерода. Метанол, который уже относительно давно применяют в качестве заменителя традиционных моторных топлив, производится промышленностью в больших объёмах и имеет стоимость, соизмеримую с традиционными нефтяными топливами, а технологические аспекты его конверсии детально отработаны. Он может быть произведён из возобновляемых природных ресурсов, например, древесины, т. е. существует обширная сырьевая база для увеличения его производства и значительно более широкого энергетического использования на транспорте.

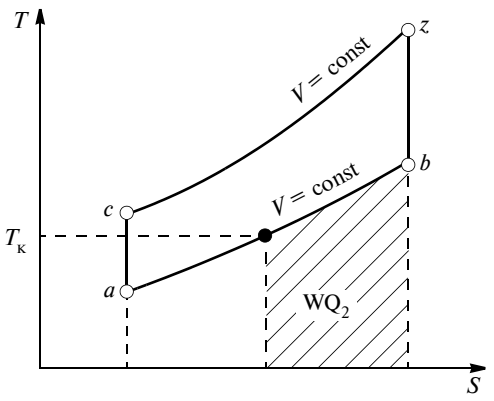
При разработке системы приемлемых технологических средств могут быть использованы хорошо зарекомендовавшие себя в исследовательской практике уже известные технологии конверсии метанола на борту транспортного средства [3]. В общем случае энергетическая эффективность термохимического преобразования альтернативного топлива зависит от типа двигателя, способа организации в нём рабочего процесса, а также от химической природы топлива (эндотермического эффекта системы реакций его конверсии).

Принципиальная возможность реализации предлагаемого способа и её эффективность могут быть установлены на основе простого сравнения теплоты сгорания исходного топлива и продуктов его конверсии. Например, известно, что теплота сгорания метанола составляет 19 670 кДж/кг, а теплота сгорания газообразных продуктов конверсии метанола (ПКМ) — 23 870 кДж/кг. Таким образом, при сгорании в двигателе 1 кг ПКМ, полученных из такой же массы жидкого метанола, высвобождается дополнительная тепловая энергия, накопленная в процессе конверсии спиртового топлива, равная 4200 кДж/кг. Следовательно, 21,4 % располагаемой энергии отработавших газов, используемой (утилизируемой) для организации эндотермического этапа конверсии метанола, "возвращается" в рабочий цикл двигателя, работающего на ПКМ. По этой причине подобный цикл может быть отнесён к виду классических регенеративных циклов, но реализуется он на основе новых технологических средств.

Термохимическая сущность способа повышения энергетических характеристик топлива на основе процесса регенерации отходящей теплоты отражает основные положения химической термодинамики, в частности, закон Гесса [4]. Это можно показать на основе сравнительного анализа тепловых эффектов от сгорания метанола, осуществляемого по двум сценариям (маршрутам). По первому сценарию метанол сжигается в кислороде непосредственно с тепловым экзотермическим эффектом, равным 629 440 кДж. По второму, двухступенчатому сценарию он предварительно подвергается конверсии и разлагается с образованием монооксида углерода и водорода с эндотермическим тепловым эффектом — $Q_м$, которые затем сжигаются в кислороде с суммарным экзотермическим тепловым эффектом 764 090 кДж.

Как в первом, так и во втором сценариях окисления метанола целевыми, конечными продуктами реакций являются пары воды и двуокись углерода, т. е. начальное и конечное состояния системы одинаковы. Тогда, в соответствии с законом Гесса, суммарные тепловые эффекты этих маршрутов должны совпадать: $629\,440 = -Q_м + 764\,090$ кДж. Отсюда: $Q_м = 134\,650$ кДж. Теплота $Q_м$ соответствует эндотермическому тепловому эффекту реакции разложения метанола.

Проведённый анализ показывает, что тепловой эффект от сжигания полученной газообразной смеси CO и H_2 превышает эффект от сжигания того же количества жидкого метанола на величину $Q_м = 134\,650$ кДж (т.е. на 21,4 %), что соответствует затраченной при разложении спирта тепловой энергии. В условиях рабочего цикла двигателя эти энергетические затраты компенсируются за счёт тепловой энергии, отводимой из цикла с отработавшими газами.



Из изложенного выше следует, что применение систем предварительного химического преобразования топлива с использованием для этой цели отходящей теплоты позволяет повысить эффективность его сжигания в рабочем цикле двигателя, но при определённых термодинамических ограничениях. Например, для двигателей с принудительным воспламенением термодинамический цикл (цикл Отто) с регенерацией отходящей теплоты может быть представлен *T*-*S*-диаграммой (ось абсцисс — энтропия *S*, ось ординат — температура *T*), показанной на рисунке.

На диаграмме доля теплоты WQ_2, регенерируемая в цикл, выражена как часть отходящей теплоты Q_2, т. е. степень регенерации соответствует формуле 1 (в таблице). В ней $Q_р = M_2 \mu C_v (T_в - T_k)$ — количество теплоты, регенерируемой в цикл; $Q_2 = M_2 \mu C_v (T_в - T_а)$ — теплота, отведённая из цикла; M_2 и μC_v — количество рабочего тела и его средняя мольная теплоёмкость при постоянном объёме соответственно; $T_а$, $T_в$ — температура рабочего тела в характерных точках диаграммы; T_k — минимально возможная температура конверсии. Поэтому формулу можно записать в виде выражения 2, показывающего, что степень регенерации W зависит от температуры конверсионного процесса T_k и возрастает с её уменьшением.

Процесс термокаталитической конверсии альтернативного топлива осуществим с использованием катализатора при определённых рабочих температурах, например, для метанола не ниже 280...300 °С [3]. Указанное ограничение определяет предельно минимальный уровень температуры отработавших газов двигателя, ниже которого процесс конверсии не реализуется. Поэтому на сегодняшний день можно говорить лишь о возможности частичной регенерации теплоты отработавших газов двигателя лишь в ограниченном диапазоне изменения нагрузочных режимов его работы. Решение проблемы более полной утилизации теплоты отработавших газов связано с перспективой разработки высокоэффективных катализаторов, способных инициировать процессы конверсии альтернативных топлив в условиях пониженных рабочих температур.

Таким образом, реализация способа преобразования энергетических характеристик топлива на основе частичной утилизации отходящей теплоты принципи-

ально возможна для любого типа двигателя с учётом упомянутых выше ограничений, т. е. только в определённых температурных условиях, зависящих от текущего режима работы двигателя и способа организации его рабочего цикла.

Так, для условий рабочего цикла двигателя с искровым зажиганием реализация способа возможна в ограниченном, но достаточно широком диапазоне изменения его нагрузочных режимов, благодаря относительно высокому уровню температурно-энергетического потенциала отработавших газов, характерному для данного типа двигателя. При этом газообразные продукты конверсии могут быть использованы как основное топливо для питания двигателя, способ организации рабочего процесса которого в данном случае практически аналогичен газовому двигателю.

Не исключается принципиальная возможность реализации этого способа в транспортных дизелях, в которых, например, предварительно химически преобразованное альтернативное топливо используется совместно с дизельным топливом в качестве компонента бинарной топливной смеси. В данном случае расход конвертируемого топлива через реактор может варьироваться в определённых пределах в соответствии с температурными и энергетическими возможностями теплоносителя (отработавших газов) для каждого конкретного режима работы двигателя по условию обеспечения полного завершения процесса конверсии.

Теоретические основы повышения энергетических характеристик альтернативного топлива за счёт его химического преобразования в современной исследовательской практике остаются малоизученными. Однако они представляют определённый научный интерес, в первую очередь, с точки зрения достижения потенциально возможного уровня эффективности рабочего цикла двигателя за счёт регенерации отходящей теплоты. Рассмотрим в общем виде некоторые аспекты этой проблемы.

Основным показателем для теоретической оценки эффективности рабочего цикла поршневого двигателя служит термический КПД термодинамического (идеального) цикла [1]. Авторами проведён математический анализ влияния процесса термохимической регенерации на эффективность использования энергии топлива применительно к термодинамическому циклу со смешанным подводом теплоты (теоретический цикл двигателя с воспламенением от сжатия — дизеля). По результатам проведённого анализа получена зависимость 3 для определения термического КПД цикла дизеля η^{TXP}, реализованного с термохимической регенерацией теплоты, отводимой из цикла, т. е. с повышением эффективности первого этапа преобразования химической энергии топлива в теплоту.

Для сравнения отметим, что термический КПД η_t обычного цикла дизеля определяется зависимостью 4 [1]. Для цикла ДВС с искровым зажиганием (цикл Отто, $\rho = 1$) с термохимической регенерацией отходящей теплоты выражение термического КПД приобретает вид 5. Термический КПД для традиционного цикла Отто определяется формулой 6 [1].

Из полученных выражений видно, что эффективность использования энергии топлива в рабочих циклах двигателей может быть повышена с помощью термохимической регенерации при постоянных параметрах цикла, т. е. без повышения начальных параметров рабочего тела, в том числе и без увеличения температуры и тепловой напряжённости двигателя. Эффективность энергетического преобразования топлива существенно зависит от степени термохимической регенерации отводимой из цикла теплоты. В связи с этим целесообразно рассмотреть условия эффективного осуществления процесса регенерации, а также

№	Формула	Примечания
1	$W = \frac{Q_p}{Q_2}$	$Q_p = M_2\mu C_v(T_в - T_k)$ — количество теплоты, регенерируемой в цикл; $Q_2 = M_2\mu C_v(T_в - T_а)$ — теплота, отведённая из цикла; M_2 и μC_v — количество рабочего тела и его средняя мольная теплоёмкость при постоянном объёме соответственно; $T_а$, $T_в$ — температура рабочего тела в характерных точках диаграммы; T_k — минимально возможная температура конверсии
2	$W = \frac{T_в - T_к}{T_в - T_а}$	
3	$\eta^{TXP} = 1 - \frac{(1-w)(\lambda\rho^k - 1)}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda-1) + k\lambda(\rho-1)] - w(\lambda\rho^k - 1)}$	λ — степень изохорного повышения давления; ρ — степень изобарного расширения; ε — степень сжатия; k — показатель адиабаты рабочего тела; w — степень регенерации
4	$\eta_t = 1 - \frac{(\lambda\rho^k - 1)}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda-1) + k\lambda(\rho-1)]}$	
5	$\eta^{TXP} = 1 - \frac{1-w}{\varepsilon^{k-1} - w}$	
6	$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$	
7	$Q_{доп} = G_{ог}\Sigma(H_{ui}m_i)$	H_{ui} и m_i — теплота сгорания i-го компонента неполного сгорания топлива и его относительное массовое содержание в выпускных газах; $G_{ог}$ — массовый расход выпускных газов через реактор

термодинамические ограничения его реализации в реальных условиях рабочего цикла двигателя.

Выше отмечалось, что количество теплоты, которое может быть дополнительно использовано в цикле двигателя за счёт термохимической регенерации, соответствует разности теплоты сгорания конвертированного и исходного топлив. В то же время уровень этого различия адекватен количеству тепловой энергии теплоносителя (отработавших газов), которая расходуется на компенсацию эндотермического эффекта реакции конверсии исходного топлива. Этот эффект различен для отдельных видов альтернативного топлива и определяется их химической природой. Например, для метанола, как было показано выше, он равен 4200 кДж/кг.

Условия максимально возможной степени регенерации выполняются, если состав продуктов конверсии соответствует условиям термодинамического равновесия (полное завершение конверсионного процесса). Эти условия реализуются, когда эндотермический эффект реакции конверсии соответствует подводу эквивалентного количества теплоты в реакционное пространство от внешнего источника — греющего теплоносителя, т. е. в нашем случае — отработавших газов двигателя.

В реальных условиях при организации конверсионного процесса в выпускной системе двигателя отработавшие газы должны располагать потенциально более высоким уровнем энергии, которая необходима не только для компенсации эндотермического эффекта реакции конверсии, но и для организации "вспомогательных" этапов конверсионного процесса. Дополнительное количество тепловой энергии необходимо для предварительного нагревания исходного топлива до температуры кипения и его последующего испарения, повышения температуры паров до уровня рабочей температуры конверсии.

Например, общие затраты тепловой энергии на организацию полностью завершённого процесса конверсии 1 кг метанола достигают 7 МДж [3]. При этом на компенсацию эндотермического эффекта реакции конверсии спирта расходуется 60 % от общих энергетических затрат. Значительная их часть (около 25 %) расходуется на осуществление энергоёмкого процесса парообразования (теплота испарения метанола 1,1 МДж/кг).

Таким образом, максимально возможная степень регенерации достигается при условии, когда располагаемая тепловая энергия греющего теплоносителя (отработавших газов) соответствует общим затратам энергии, необходимым для организации конверсионного процесса. Отметим, что температурно-энергетический потенциал (энтальпия) отработавших газов зависит от их массового расхода и температуры, которые, в свою очередь, обуславливаются показателями скоростного и нагрузочного режимов двигателя.

Следует отметить ещё один интересный в научно-практическом смысле аспект применения предлагаемого способа. При соответствующей организации термохимического преобразования топлива появляется уникальная возможность регенерации не только тепловой, но и химической составляющей энергии потока отработавших газов, которой располагают содержащиеся в них продукты неполного сгорания топлива (CO, CH и др.). Такая возможность может быть реализована путём экзотермического доокисления этих продуктов на окислительном катализаторе в дополнительной секции дожигания, размещённой в рабочем пространстве реактора конверсии. Расчётная величина мощности дополнительного теплового эффекта в этом случае может быть определена по формуле 7. Теплота, выделяющаяся при экзотермическом окислении этих продуктов, используется для повышения эффективности конверсионного процесса.

По результатам серии экспериментальных исследований осуществлена опытная апробация способа химического преобразования альтернативного топлива (метанола) с оценкой его эффективности в реальных условиях рабочих циклов тепловых двигателей. Разработаны компактные термокаталитические реакторы, которые по своим характеристикам согласованы с условиями работы двигателей, используемых для средств наземного транспорта. Проведена апробация — в условиях стендовых испытаний двигателей, работающих с использованием спиртового топлива по двум теплосиловым циклам: цикл со смешанным подводом теплоты (дизель) и цикл Отто (двигатель с искровым зажиганием).

В первом варианте использовался дизель типа 4Ч 10,5/12, в выпускной системе которого был установлен реактор для термохимического преобразования (конверсии) метанола. Газообразные продукты конверсии поступали в рабочее пространство дизеля через впускной трубопровод вместе с воздушным зарядом, где они воспламенялись и сгорали при впрыскивании в цилиндр "запальной" порции дизельного топлива (аналог газодизельного цикла). В ходе испытаний было установлено повышение эффективного КПД дизеля в пределах 4,5...8,5 %. Наибольшее значение КПД соответствовало режимам повышенных мощностей. Наряду с энергосберегающим эффектом, благодаря тому, что в состав продуктов конверсии метанола входит водород, регистрировалось улучшение экологических качеств двигателя: содержание сажи в отработавших газах снизилось практически вдвое, а оксидов азота — на величину до 16 %.

Во втором варианте использовался двигатель автомобиля ВАЗ-2112, работающий на газообразных продуктах конверсии метанола с организацией рабочего процесса, аналогичного традиционному газовому двигателю. Для номинального режима работы опытного двигателя регистрировалось повышение на 15 % эффективного КПД и существенное улучшение его экологических качеств по сравнению с бензиновым аналогом.

Установленное проявление энергосберегающего и экологического эффектов при реализации предложенного способа обуславливает актуальную целесообразность его применения для двигателей наземных транспортных средств.

Обобщая вышеизложенное, можно заключить: применение рассмотренного способа совершенствования показателей сгорания альтернативных топлив для двигателей транспортных средств представляется, априо-

ри, весьма перспективным. Благодаря технической простоте его реализация не требует переоборудования технологии существующего производства двигателей и связанных с этим финансовых вложений. Способ осуществим в условиях любого типа серийно производимого двигателя без изменения его базовой конструкции. Основной компонент системы химического преобразования топлива — термокаталитический реактор — представляет собой простейшую конструкцию теплообменного аппарата в объёме обычного глушителя и легко компонуется в выпускной системе двигателя.

Стимулом дальнейшего развития подобных систем является то, что они обуславливают возможность более эффективного использования альтернативных топлив, имеющих в основной своей массе более низкие химмотологические показатели в сравнении с традиционными топливами. Применение газообразных продуктов конверсии способствует улучшению процесса смесеобразования, благодаря тому, что оба компонента горючей смеси — воздух и топливо — находятся в одном агрегатном состоянии. В компонентном составе этих продуктов содержатся реакционно-активные соединения (в первую очередь, водород), способствующие совершенствованию экологических и энергосберегающих показателей процесса сгорания топлива. Данный способ следует рассматривать как один из альтернативных вариантов решения ряда проблемных вопросов в контексте важной проблемы эффективного использования альтернативных видов топлива в транспортных двигателях.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей // Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
2. Носач В.Г. Методы повышения эффективности использования топлива в технологических процессах // Теплофизика и теплотехника. 1977. № 37. С. 44—47.
3. Fomin V.M. and Makunin A.V. Thermo chemical recovery of heat contained in exhaust gases of internal combustion engines (a general approach to the problem of recovery of heat contained in exhaust gases) // Theoretical foundations of chemical engineering. 2009. Vol. 43. No 5. P. 834—840.
4. Карякин Н.В. Основы химической термодинамики: Учебное пособие для вузов. М.: Academia, 2003. 464 с.

УДК 621.432

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ШЕСТИТАКТНЫМ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ

Д-р техн. наук **ЯМАНИН А.И.**
Ярославский ГТУ (4852.44-68-33)

Показано, что реализация шеститактного рабочего цикла приводит к повышению нагрузок на шейки и подшипники коленчатого вала и ухудшению ряда динамических параметров двигателя.

Ключевые слова: *шеститактный двигатель, нагрузки на коленчатый вал и подшипники, равномерность угловой скорости и крутящего момента, низко- и высокочастотная вибрация.*

Yamanin A.I.

PECULIARITY OF THE DYNAMICS OF ENGINES WITH SIX STROKE WORKING PROCESS

It is shown that the implementation of a six-stroke working cycle leads to increased loads on the crankshaft neck and bearings and the deterioration of a number of dynamic parameters of the engine.

Keywords: *six stroke engine, load of crank and bearings, uniformity of angular velocity and torque, low- and high-frequency vibration.*

Одним из способов улучшения многих эффективных показателей поршневых двигателей является реализация рабочего процесса с дополнительным впрыском воды в цилиндр, что способствует получению дополнительной полезной работы при одновременном снижении расхода топлива, выбросов токсических веществ и пр. Такие рабочие циклы получили название шеститактных: указанный впрыск воды в цилиндр производится по окончании традиционных четырёх тактов (*впуск — сжатие — расширение — выпуск*). В процессе четвёртого такта — выпуска (поршень движется в сторону верхней мёртвой точки) — производится впрыск воды, которая в связи с тем, что отработавшие газы ещё обладают высокой температурой и давлением, превращается в пар. Последний в процессе движения поршня к нижней мёртвой точке (пятый такт) расширяется, совершая дополнительную работу, а на шестом такте (поршень движется в сторону верхней мёртвой точки) происходит выпуск отработавшего пара и остатков продуктов сгорания. Таким образом, шеститактный цикл является ещё одним средством утилизации теплоты в двигателе. Один из первых патентов, в которых описан шеститактный двигатель, был заявлен и получен в 1920 г. — пат. США № 1339176. Впоследствии значительный опыт реализации шеститактного цикла накоплен в поршневых авиационных двигателях 1940—1950-х гг.: фирмами "Даймлер-Бенц", БМВ, "Претт и Уитни" и рядом других был освоен серийный выпуск таких двигателей [1]. Ещё одним способом применения воды стало её использование в виде добавок к основному топливу, что может быть реализовано при впрыске воды во впускной трубопровод, а также работе двигателя на готовых водотопливных (водоспиртотопливных) эмульсиях. Перспективность применения таких эмульсий в корабельных энергетических установках показана в работе [2].

В современном двигателестроении уже неоднократно поднимался вопрос о необходимости (целесообразности) реализации шеститактного цикла в двигателях наземного и водного транспорта. Пример эффективности этого мероприятия приведён в [3]. Показано, что при реализации шеститактного цикла в среднеоборотном судовом дизеле типа L46/58 (6ЧРН 46/58) фирмы "Вяртсиля" потенциально достижимо увеличение индикаторного КПД до 0,550 и среднего индикаторного давления до 2,75 МПа, снижение индикаторного расхода топлива до 0,154 кг/(кВт · ч).

О повышении интереса к шеститактным двигателям косвенно свидетельствует увеличение числа патентов

по этой тематике (только одна поисковая система *freepatentsonline* по запросу *six-stroke engine* находит свыше 900 ссылок). В этих патентах описываются как принципиальные вопросы, связанные с организацией шеститактного цикла (время начала впрыска воды, количество впрыскиваемой воды и др.), так и частные конструктивные решения (устройство клапанного механизма, форсунки для впрыска воды и пр.). Достаточно обширный анализ патентно-лицензионной ситуации в области шеститактных двигателей, сложившейся в течение последнего десятилетия, дан в статье [4]. В этой же статье сформулированы проблемы, представлявшиеся в 2009 г. (год публикации статьи) наиболее значимыми. Среди этих проблем названы четыре: необходимость систематизированного обобщения мирового опыта организации шеститактного цикла; отсутствие математической модели шеститактного цикла; необходимость широкого экспериментального подтверждения работоспособности и эффективности шеститактного цикла; проработка конструкции шеститактных двигателей, в том числе разработка систем впрыска воды и т.д. (здесь следует заметить, что некоторыми фирмами уже освоен серийный выпуск таких систем — см., например, материалы сайта *http://www.aquamist-direct.com/aquamist-all*).

Следует заметить, что в течение последних лет некоторые из этих проблем были решены (хотя бы предварительно). В частности, имеется математическая модель цикла, основанная на методике В.И. Гриневецкого—Е.К. Мазинга [5]; результаты моделирования и экспериментального исследования шеститактного процесса даны в [6].

Индикаторная диаграмма шеститактного цикла показана на рис. 1 [6]. Она получена О.И. Быстровым на экспериментальном двигателе типа 1ЧВ12/12,5 при значениях давления впрыска, цикловой подачи воды и величине угла опережения впрыскивания воды, соответственно равных 23 МПа, 0,63 г/цикл и 20° поворота вала до верхней мёртвой точки. Аналогичная индикаторная диаграмма описана в пат. США 2014/0157758. На этом же рисунке для сравнения изображена диаграмма традиционного четырёхтактного процесса (в последнем случае после угла поворота вала $\alpha = 720°$ начинается новый цикл). Сравнение показателей

Таблица 1

Показатели	Двигатель	
	четырёхтактный	шеститактный
Степень сжатия	18,2	18,2
Частота вращения, мин$^{-1}$	2600	2600
Индикаторная мощность, кВт	26	29
Среднее индикаторное давление, МПа	0,85	1,39
Литровая мощность, кВт/л	18,18	20,30
Индикаторный КПД	0,44	0,59
Удельный расход топлива, г/(кВт · ч)	175,2	116,8
Удельный расход воды, кг/(кВт · ч)	—	1,11

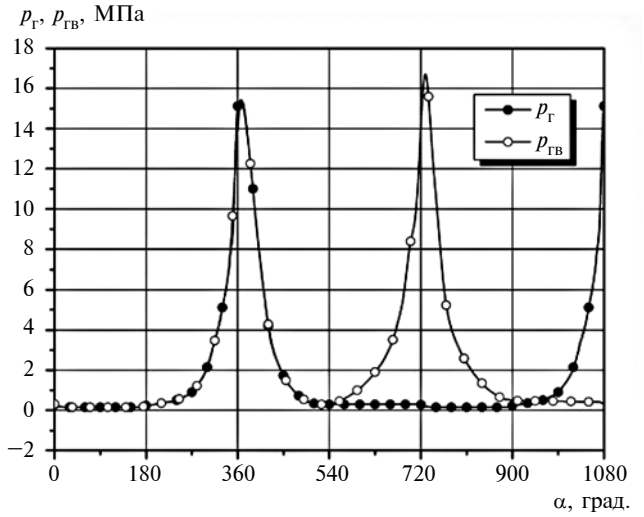


Рис. 1. Индикаторные диаграммы четырёхтактного ($p_г$) и шеститактного ($p_{гв}$) циклов

циклов, выполненное О.И. Быстровым, приведено в табл. 1.

При таком изменении давления в цилиндре неизбежно изменение условий нагружения кинематических пар преобразующего механизма и, в связи с этим, прочности их деталей. В предыдущих известных нам работах рассматриваются вопросы, связанные с организацией рабочего процесса шеститактных двигателей, а проблемам динамики и прочности внимания не уделяется. В настоящей работе делается попытка восполнить этот пробел.

В связи с изложенным в настоящей работе ставятся следующие задачи: анализ сил в единичном цилиндре двигателя, а также порядков работы цилиндров и суммарного крутящего момента; расчёт диаграмм нагрузок на шатунные и коренные шейки коленчатого вала и их подшипники; предварительный анализ прочности коленчатого вала; анализ низкочастотной вибрации двигателя как системы взаимодействующих твёрдых тел на упругом основании.

Во всех указанных случаях предусматривалось сравнение результатов применительно к одному и тому же двигателю, работающему по четырёх- и шеститактному циклам. В качестве объектов исследования выбраны четырёхцилиндровый рядный и шестицилиндровый V-образный двигатели 4ЧН10,5/12,7 и 6ЧН10,5/12,7. Эти компоновочные схемы широко распространены практически во всех видах транспорта. Двигатели имеют традиционные четырёхкривошипный плоский и трёхкривошипный пространственные коленчатые валы, частота вращения которых равна 4500 мин$^{-1}$. Принятые в расчётах индикаторные диаграммы соответствуют рис. 1; массово-инерционные характеристики звеньев определены в ходе твёрдотельного моделирования (рис. 2). В ходе динамического расчёта определены значения сил в единичном цилиндре двигателя (рис. 3, 4).

В целом нагруженность кинематических пар при реализации шеститактного цикла, как видим, увеличивается. Кроме того, изменяется спектральный состав

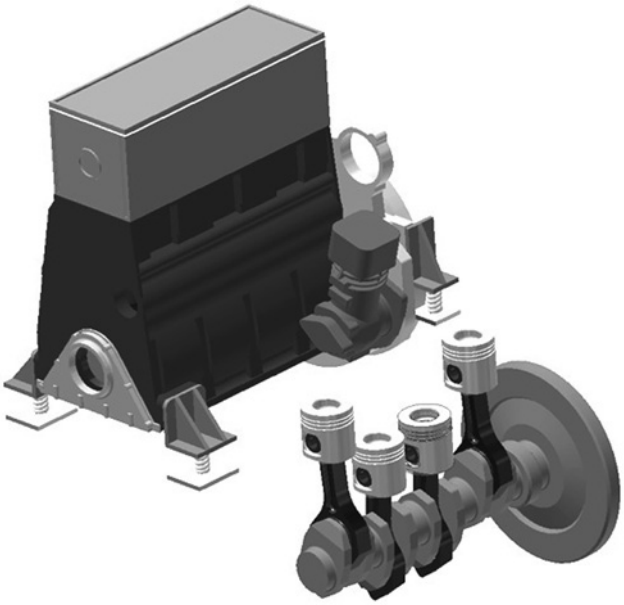


Рис. 2. Твёрдотельная модель четырёхцилиндрового рядного двигателя 4ЧН10,5/12,7 на упругих опорах и его КШМ в среде динамического моделирования "Autodesk Inventor Pro"

тангенциальной силы (рис. 5), что может способствовать каким-то переменам параметров крутильных колебаний (решение этой задачи здесь не рассматривается).

Установлено, что в многоцилиндровом шеститактном двигателе изменяется порядок следования рабочих ходов (здесь имеются в виду хода, соответствующие расширению как продуктов сгорания топлива, так и пара): в некоторые моменты времени в разных цилиндрах эти расширения происходят одновременно. То же относится и к шестицилиндровому V-образному двигателю с трёхкривошипным валом с равномерной заклинкой кривошипов и углом развала цилиндров, равным 90° (рис. 6, 7). В связи с этим становится неравномерным суммарный крутящий момент. При этом представляется, что изначально неравномерный крутящий момент шестицилиндрового шеститактного двигателя становится более равномерным (рис. 8).

Реализация шеститактного цикла способствует увеличению нагруженности коренных шеек и их подшипников коленчатого вала (рис. 9—12).

Результаты сравнения некоторых динамических показателей рядных четырёхцилиндровых четырёх- и шеститактного двигателей приведены в табл. 2. Для

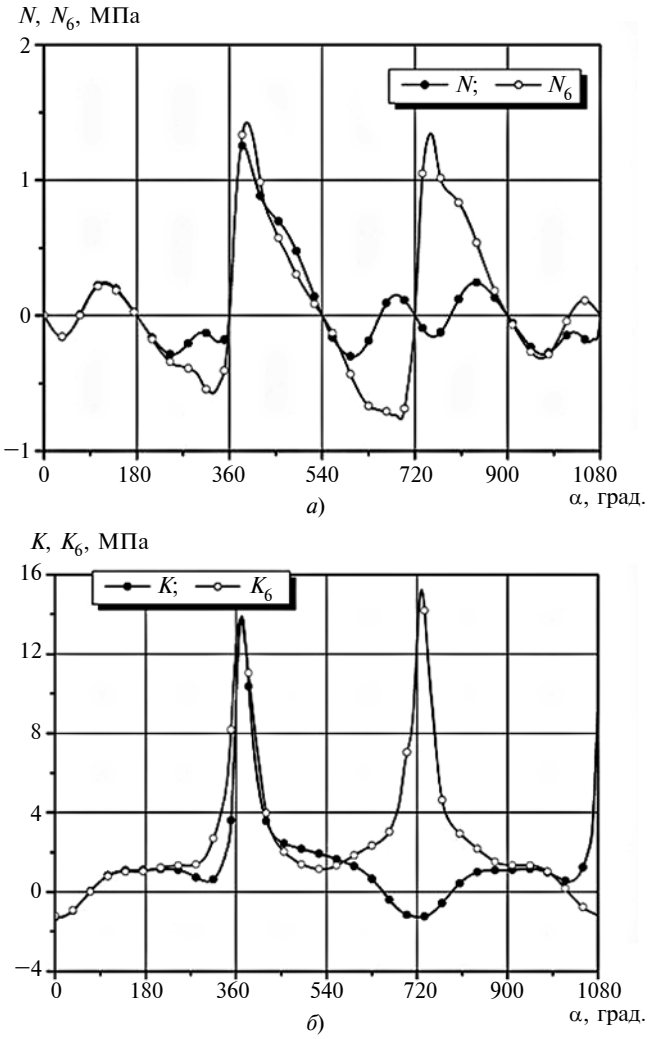


Рис. 3. Изменение нормальной N и продольной K сил при работе двигателя по четырёх- и шеститактному циклам (соответственно а и б)

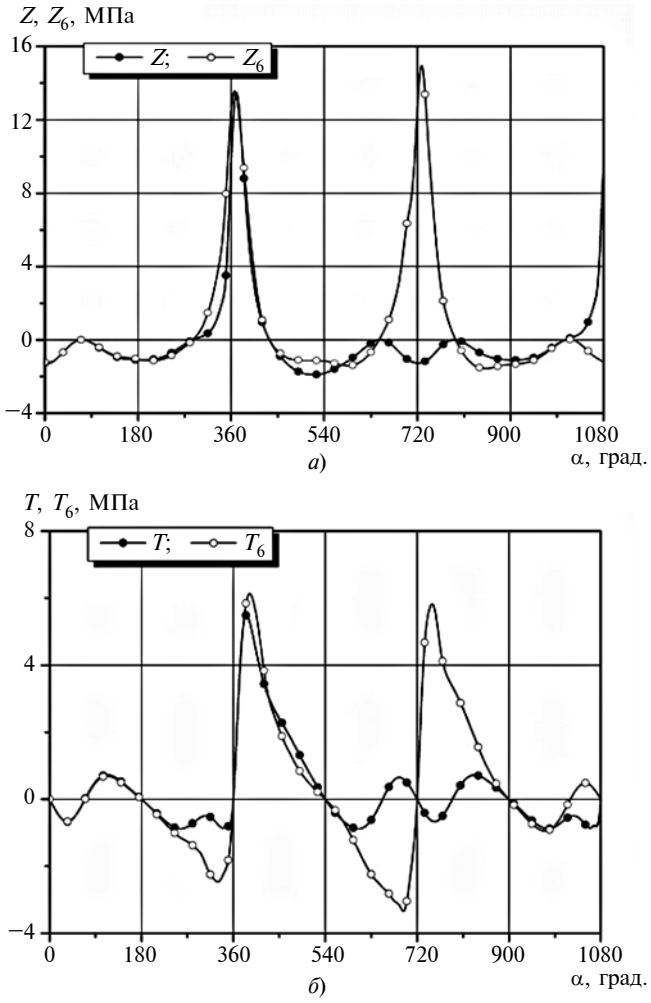


Рис. 4. Изменение радиальной Z и тангенциальной T сил при работе двигателя по четырёх- и шеститактному циклам (соответственно а и б)

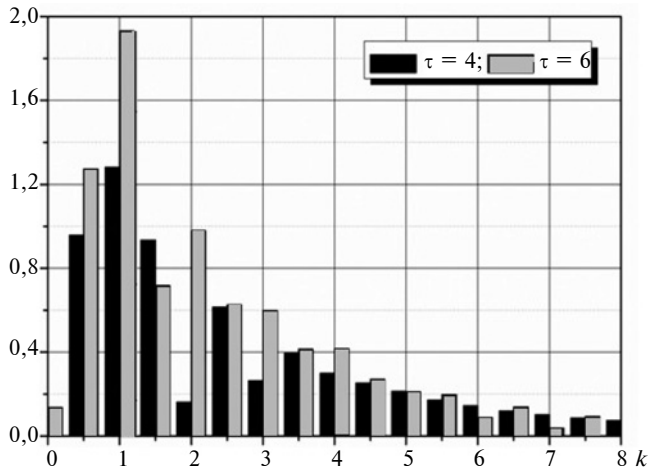


Рис. 5. Спектральный состав тангенциальной силы единичного цилиндра четырёх- и шеститактного двигателей (k — порядок гармонических составляющих)

каждого из них определены значения степени неравномерности крутящего момента $\delta_м$, степени неравномерности хода δ_ω, средней величины удельной нагрузки на коренной подшипник $q_{ср}$ и коэффициента запаса прочности коренной шейки по тангенциальным напряжениям кручения n_τ (значения этих показателей для рядного четырёхтактного двигателя приняты за единицу). Все указанные величины вычислены по известным формулам [7]. В той же таблице приведены значения аналогичных показателей четырёхцилиндрового рядного шеститактного двигателя с крестообразным валом, конструкция которого описана в [8]. Значения показателей, соответствующие двигателю с традиционным четырёхтактным циклом, также приняты за единицу.

Для оценки низкочастотной вибрации двигателей их твёрдотельные модели в среде программного продукта для исследования динамики механических и мехатронных систем (см. рис. 2) виртуально "устанавливались" на упругие опоры, поршни нагружались газовыми силами (с учётом сдвига по времени, обусловленного порядком работы цилиндров) и выполнялась симуляция движения двигателя. Определялись зависимости виброперемещений, виброскоростей, виброускорений упругих опор двигателя от времени, а также их средние квадратичные значения (СКЗ). Установлено, что СКЗ вертикальных перемещений передней правой опоры шеститактного четырёхцилиндрового

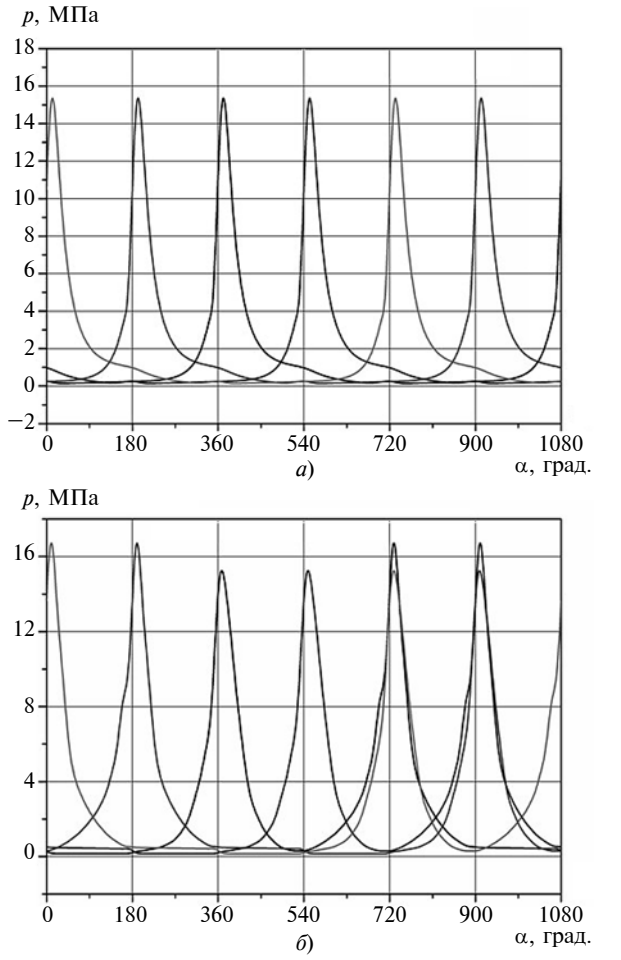


Рис. 6. Индикаторные диаграммы последовательно работающих цилиндров четырёхцилиндровых рядных четырёх- и шеститактного двигателей (соответственно а и б)

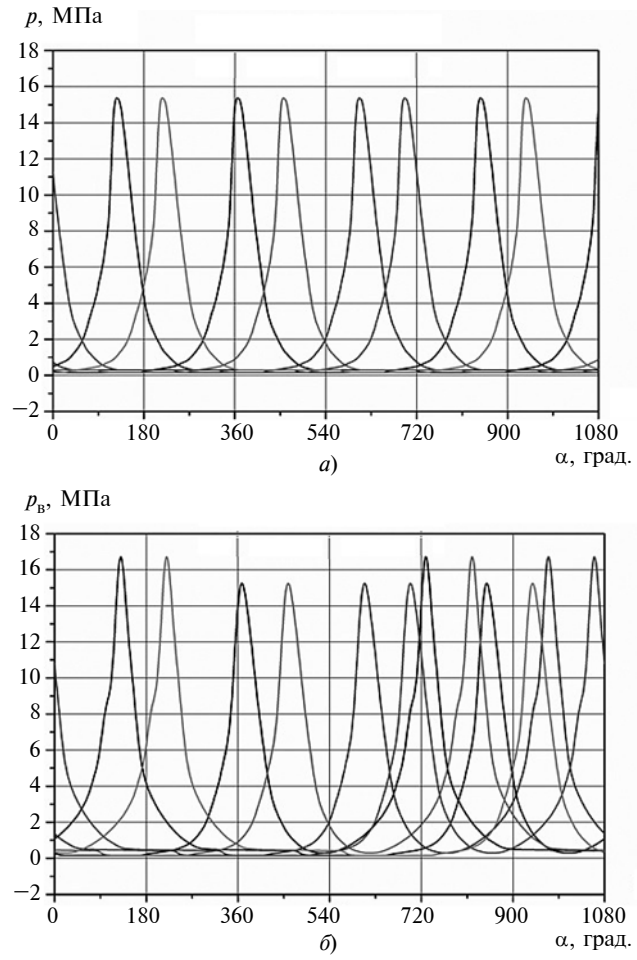


Рис. 7. Индикаторные диаграммы последовательно работающих цилиндров шестицилиндровых V-образных четырёх- и шеститактного двигателей (соответственно а и б)

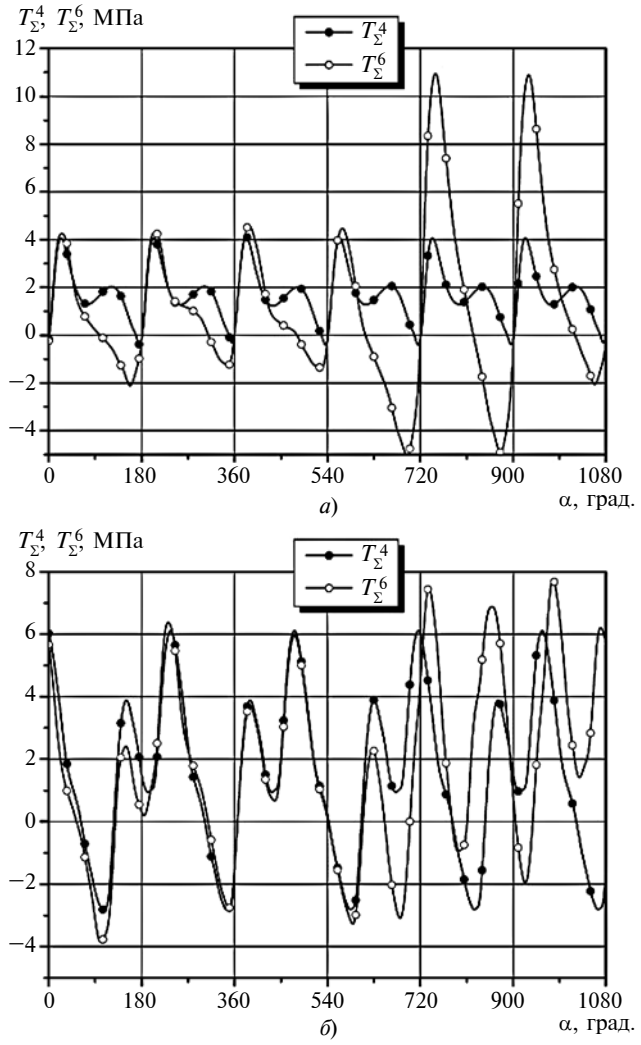


Рис. 8. Суммарная тангенциальная сила рядного (а) и V-образного (б) четырёх- и шеститактного двигателей

двигателя увеличивается вдвое по сравнению с таковым для четырёхтактного двигателя (в обоих случаях двигатель имел плоский вал с традиционной схемой заклинки кривошипов). При использовании вала с крестообразной схемой заклинки кривошипов СКЗ перемещений опоры увеличивается только в 1,6 раза. Таким образом, для реализации шеститактного цикла в четырёхцилиндровом рядном двигателе более целесообразным по всем динамическим параметрам является применение вала с крестообразной схемой. Известно, что при этом в двигателе не уравновешены

Таблица 2

Двигатель	Относительные показатели динамики и прочности			
	δ_M	δ_ω	$q_{ср}$	n_τ
Четырёхтактный	1	1	1	1
Шеститактный	1,31	5,29	3,27	0,41
Шеститактный с крестообразным валом	1,10	3,60	2,99	0,61

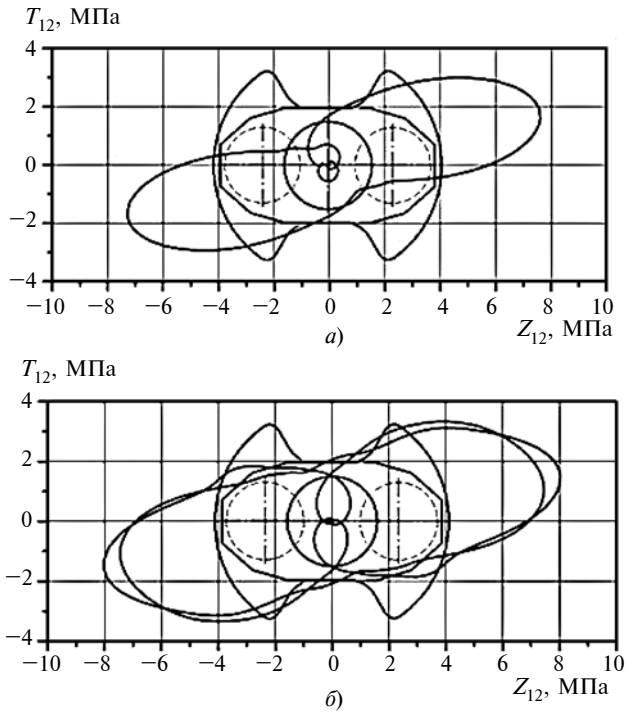


Рис. 9. Векторные диаграммы нагрузок на коренную шейку между первым и вторым кривошипами четырёхцилиндровых рядных четырёх- и шеститактного двигателей (соответственно а и б)

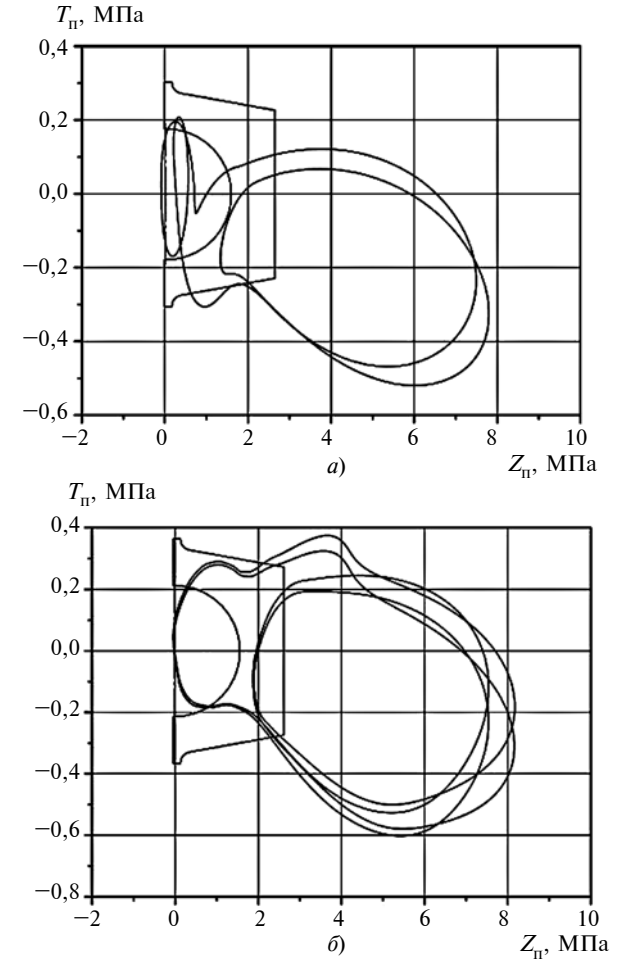


Рис. 10. Векторные диаграммы нагрузок на коренной подшипник между первым и вторым кривошипами четырёхцилиндровых рядных четырёх- и шеститактного двигателей (соответственно а и б)

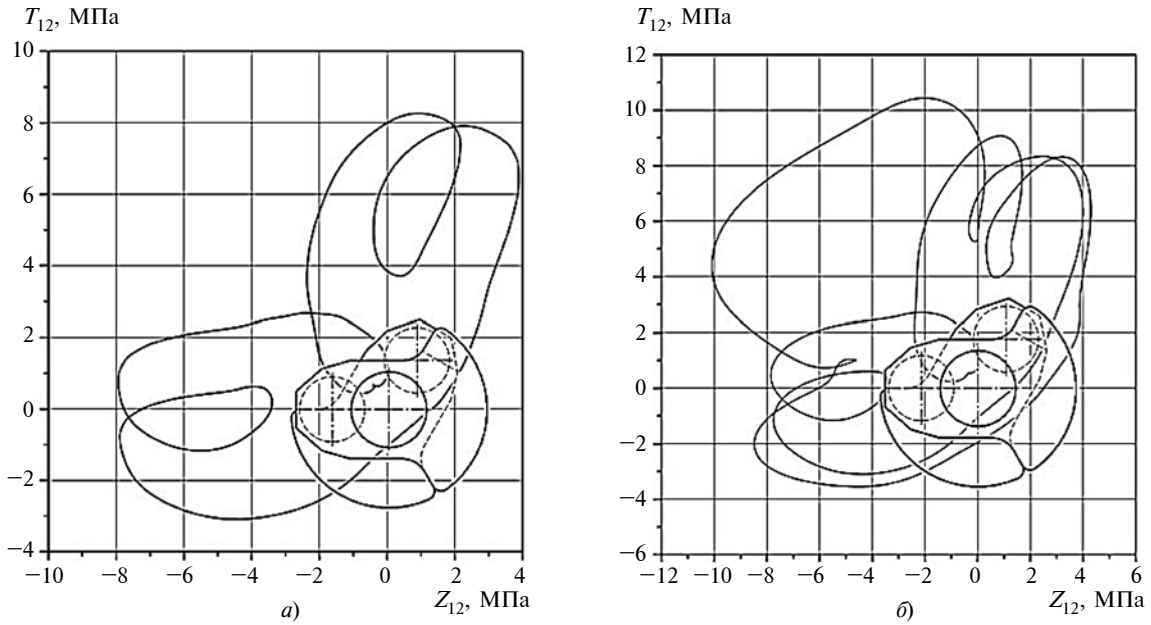


Рис. 11. Векторные диаграммы нагрузок на коренную шейку между первым и вторым кривошипами шестицилиндровых V-образных четырёх- и шеститактного двигателей (соответственно а и б)

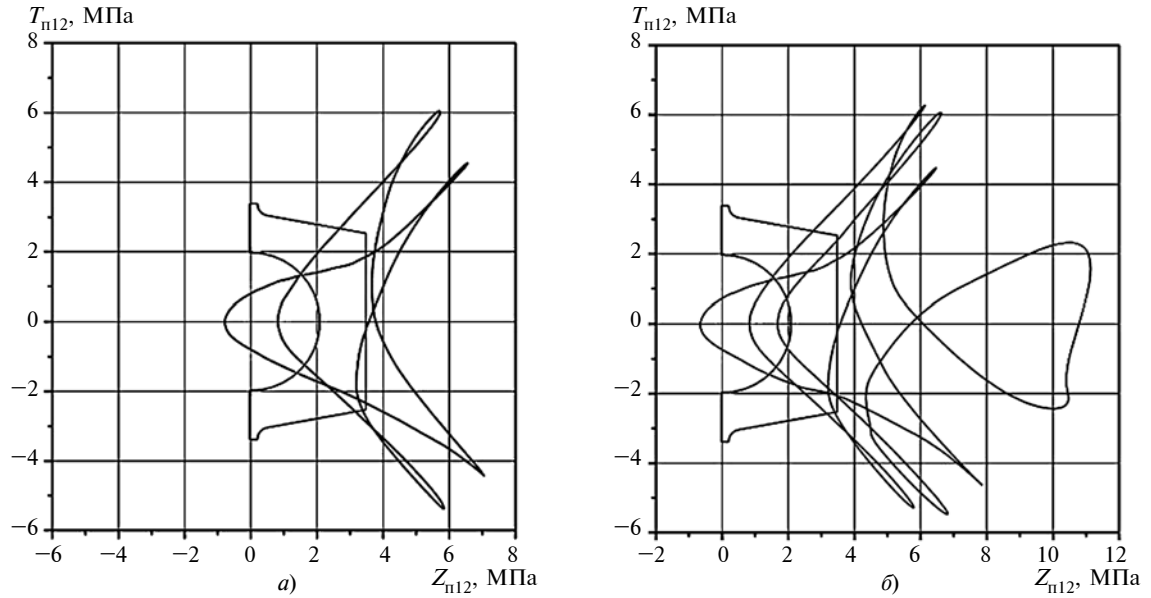


Рис. 12. Векторные диаграммы нагрузок на коренной подшипник между первым и вторым кривошипами шестицилиндровых V-образных четырёх- и шеститактного двигателей (соответственно а и б)

моменты сил инерции первого порядка, но это устраняется установкой уравновешивающего механизма, схема которого также хорошо известна.

Литература

1. Кайдаш Н.Ф. Впрыск воды в авиационные двигатели / Н.Ф. Кайдаш, К.К. Папок, Е.В. Любановский, Ю.П. Блонский. — М.: Ред.-изд. отдел Аэрофлота, 1946. — 96 с.
2. Чиж Ю.Н. Водотопливные эмульсии в качестве основного вида топлива для корабельных энергетических установок / Ю.Н. Чиж, Д.Б. Яковлев, Ю.А. Клоченко // Труды СПбГМТУ. — 2017. — № 1(264). — С. 47—50.
3. Белоусов Е.В. Влияние на рабочий процесс среднеоборотного судового дизеля путем впрыскивания воды в рабочий цилиндр / Е.В. Белоусов, М.С. Агеев, В.Н. Свиридов // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). — 2010. — № 1. — С. 40—43.
4. Лефёров А.А. Актуальность и проблемы совершенствования цикла ДВС применением непосредственного впрыска воды [Электронный ресурс] // URL: http://trudymai.ru/upload/iblock/457/aktualnost-i-problemy-sovershenstvovaniya-tsikla-dvs-primeneniem-neposredstvenno-go-vpryska-vody.pdf (дата обращения 15.03.2018).
5. Романов С.В. Повышение топливной экономичности двигателей сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов путем применения водной инжекции: Дис. ... канд. техн. наук. 05.20.01 / Сергей Вячеславович Романов. — Троицк.: Южн.-Ур. гос. аграрн. ун-т, 2017. — 207 с.
6. Быстров О.И. Повышение экономических и экологических показателей дизеля путём реализации комбинированного шеститактного цикла: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.04.02 / Олег Иванович Быстров. — Челябинск: Южн.-Ур. гос. ун-т, 2008. — 16 с.
7. Конструирование двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков. — Под ред. Н.Д. Чайнова. — М.: Машиностроение, 2008. — 496 с.
8. Пат. 2003/0226524 США, МКИ F02B 75/02. Bazmps six stroke engine.

УДК 629.113.004.58

РОТОРНЫЙ ЗОЛОТНИКОВЫЙ МУЛЬТИПЛИКАТОР НЕПРЕРЫВНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА

Д-р техн. наук **СВИЯЖЕНИНОВ Е.Д.**
Санкт-Петербургский ИПМаш РАН (8.905. 227-64-65)

Предлагаются способ и устройство мультипликативного непрерывного распределения топлива посредством простого медленно вращающегося золотника.

Ключевые слова: *роторный золотниковый распределитель, кратное снижение частоты вращения ротора, непрерывное и дискретное распределение топлива.*

Sviyazheninov E.D.

ROTARY SLIDE MULTIPLIER FOR CONTINUOUS FUEL DISTRIBUTION

Technique and device for multiplying the continuous distribution of fuel by means of a simple slowly rotating slide are proposed.

Keywords: *rotary slide distributor, multiple reduction of rotor speed, continuous and discrete fuel distribution.*

В автомобильных дизелях основным устройством, обеспечивающим подачу топлива к форсункам, является ТНВД с кулачково-плунжерными распределителями [1]. Это тяжело нагруженные механизмы: удельные давления в зоне контакта пары трения кулачок-толкатель могут достигать 15 000 кг/см^2, а скорость скольжения — 3—4 м/с [2]. Помимо износа, постоянные ударные нагрузки приводят к усталостным разрушениям. Плунжерные пары обладают инерционностью и теряют эффективность на высокочастотных режимах работы. Кроме того, кулачковые системы топливоподачи служат одним из основных источников шума ДВС. Альтернатива кулачково-плунжерным — *золотниковые распределители* топлива, конструктивно гораздо более простые. Поток газа или жидкости они направляют за счёт смещения окон подвижной части относительно окон в поверхности неподвижной части, по которой она скользит.

Особенно эффективны золотниковые распределители с поступательно вращающимися золотниками благодаря отсутствию возвратно-поступательных колебательных движений, сопровождающихся инерционными нагрузками, амплитуды которых пропорциональны квадрату частоты. Между тем использование таких вращающихся золотниковых распределителей до сих пор сдерживалось следующим обстоятельством: с ростом частоты вращения золотника увеличивается окружная скорость на его наружной поверхности, и механизм скольжения сопрягающихся поверхностей ротора и статора становится подвержен избыточному нагреву, дефициту смазки, а как следствие — износу сопрягающихся поверхностей и нарушениям плотности их взаимного прилегания. Снижение же частоты вращения золотниковых распределителей при сохранении функциональности открывает возможности их широкого внедрения.

Традиционная схема вращающегося золотникового распределителя [1], входящего в устройство для подачи топлива в дизельный ДВС, выглядит следующим образом. Распределитель представляет собой неподвижный статор и вращающийся внутри него ротор, т.е. внешняя поверхность ротора скользит по внутренней поверхности статора. Функция статора — равномерное размещение по окружности *n* окон для питания *n*-цилиндрового ДВС, а ротора — последовательное распределение топлива под давлением из его внутренней полости по окнам статора посредством только одного окна ротора. Топливо распределяется при вращении ротора-золотника через его единственное окно. Окна, или порты (по западной терминологии), статора и ротора выполнены в виде щелевых отверстий. Вращающийся ротор-золотник кинематически связан с коленчатым валом двигателя и синхронизирован с ним в соответствии с фазой подачи топлива и порядком работы цилиндров. Таким образом, за один полный оборот ротора-золотника распределитель вырабатывает полный цикл раздачи топлива по всем цилиндрам, что, в свою очередь, отвечает двум полным оборотам коленвала для четырёхтактного ДВС. Следовательно, для системы питания по прототипу частота вращения ротора-золотника всего лишь вдвое медленнее частоты вращения коленчатого вала.

Между тем на практике частоты вращения коленчатых валов ДВС, особенно автомобильных, постоянно возрастают и в настоящее время достигают 5000—8000 об/мин. Это обусловлено исключительно особенностью функционирования ДВС, выраженной их "скоростной характеристикой": максимумы вырабатываемых мощностей и крутящих моментов лежат в достаточно узких высокочастотных диапазонах [3, 4].

Соответственно, частоты вращения ротора-золотника также высоки и должны составлять 2500—4000 об/мин. Но высокие частоты вращения ротора вращающегося золотникового распределителя совершенно не требуются для его оптимального функционирования. Более того, они вредны и весьма опасны. Действительно, столь высокая частота вращения ротора-золотника такого точного и ответственного устройства, каким является распределитель системы питания, приводит к целому ряду причин, резко снижающих его функционально-эксплуатационные качества.

Перечислим только некоторые из них.

1. Резко снижается функциональность и надёжность устройства из-за значительного механического тепловыделения, трудностей смазки, износа сопрягающихся скользящих поверхностей и нарушений плотности их взаимного прилегания [5].

2. Высокая частота вращения ротора-золотника приводит к весьма малому промежутку времени прохождения его единственного порта через каждый порт статора, что не обеспечивает высокой надёжности топливоподачи соответствующего цилиндра. При этом большая часть времени вращения ротора-золотника расходуется не на выполнение его главной функции — снабжение цилиндров топливом, а на непроизводительную холостую транспортировку своего единственного порта к очередному порту статора.

3. Единственный порт ротора-золотника традиционной системы питания по прототипу, последовательно обслуживающий несколько портов статора, по чис-

лу цилиндров ДВС, непрерывно испытывает весьма интенсивные высокочастотные гидроаэродинамические нагрузки, вызывающие тепловыделение и температурный уход механических свойств. Представляется рациональным добавить новые порты ротора-золотника, тем самым эту высокую гидроаэродинамическую нагрузку на один порт золотника поровну распределить между несколькими портами ротора, каждый из которых станет работать в щадящем режиме с пониженными нагрузками, что служит надёжности и увеличению рабочего ресурса.

4. При выходе из строя, например, засорения этого единственного порта ротора-золотника полностью прекращается работа всей системы питания. Несколько портов ротора существенно повышает её живучесть.

5. Высокая частота вращения ротора влечёт повышенный износ подшипниковых узлов ротора и высокий уровень вибраций, снижающий точность устройства и приводящий к усталостным разрушениям.

Иначе говоря, если для коленчатого вала ДВС высокооборотность — необходимое условие, то для роторного золотникового устройства его системы питания — существенный конструктивный недостаток. Комплекс этих проблем и привёл к отказу от применения простых золотниковых роторных распределителей в пользу расточительных по конструкции кулачково-плунжерных систем питания.

Однако возможно частоту вращения ротора вращающегося золотникового распределителя можно многократно снизить, если полный цикл распределения питания по цилиндрам ДВС осуществлять не за время полного оборота ротора, а лишь за время весьма малого его поворота (пат. № 2651702, РФ). Подобное решение было использовано также применительно к системам турбонаддува и зажигания ДВС (см. "АП", 2015, № 1 и 2018, № 1). Сопутствующим эффектом является достижение максимально возможного времени перекрытия портов ротора и статора, в течение которого топливо поступает в определённый цилиндр, вплоть до непрерывного распределения по цилиндрам, а также повышение надёжности и живучести системы питания вследствие использования многих портов ротора-золотника вместо одного. Это устраняет перечисленные выше проблемы внедрения вращающихся золотниковых распределителей.

Поставленная задача решается тем, что во вращающемся золотниковом распределителе питания n-цилиндрового ДВС статор содержит n равномерно расположенных по окружности портов, а ротор состоит из вращающегося цилиндрического золотника с равномерно распределёнными по окружности $mn + 1$ или $mn - 1$ портами, где m — любое натуральное число: $m = 1, 2, 3, ...$ При этом топливо последовательно распределяется по всем цилиндрам в порядке их работы за время поворота ротора-золотника на угол $2\pi/(mn + 1)$ или $2\pi/(mn - 1)$ в направлении, совпадающем с направлением вращения ротора (прямое распределение) или противоположном (обратное распределение) соответственно.

Следовательно, требуемая частота вращения ротора-золотника снижается в $mn + 1$ или $mn - 1$ раз соответственно по сравнению с традиционным вращающимся золотником, снабжённым только одним портом ротора и n портами статора. Время замкнутого состояния, равное времени перекрытия портов статора и ротора, в течение которого топливо поступает в определённый цилиндр ДВС, увеличивается в это же число раз.

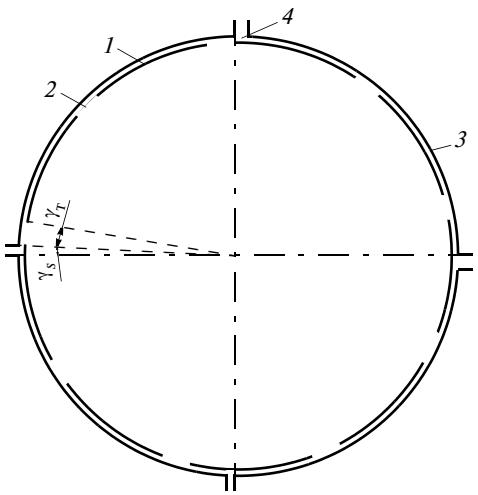


Рис. 1. Мультипликатор непрерывного распределения топлива:
1 — ротор-золотник; *2* — порты золотника; *3* — статор; *4* — порты статора

Изложенная сущность поясняется иллюстрациями. На рис. 1 изображена схема вращающегося золотникового распределителя системы питания двигателя внутреннего сгорания для $m = 2$, на рис. 2 и 3 — последовательность и схема работы портов вращающегося золотника соответственно для прямого, для 4-цилиндрового двигателя ($n = 4$) и обратного, для 6-цилиндрового двигателя ($n = 6$) распределения. В обоих случаях используется ротор-золотник с последовательными значениями $m = 1, 2, 3$. На рис. 4 представлены временные развёртки поступления топлива в каждый из трактов цилиндров двигателя при непрерывном (*а*) и дискретном (*б*) распределении. На рис. 5 — частоты вращения роторов традиционного однопортового золотника по прототипу и $mn + 1$, $mn - 1$-портового соответственно по предлагаемой схеме устройства как функции частот вращения коленчатого вала ДВС.

Мультипликативный многопортовый золотниковый распределитель питания n-цилиндрового ДВС (рис. 1) состоит из вращающегося ротора-золотника *1* с равномерно распределёнными по окружности портами *2* угловой величины γ_r, отделяющего равномерно установленные по окружности статора *3* n портов *4* угловой величины γ_s от топлива под давлением, находящегося во внутренней полости ротора. Золотник *1* содержит $mn + 1$ или $mn - 1$ портов 2, где m — любое натуральное число: $m = 1, 2, 3, ...$ Обозначим через γ полный (суммарный) угол портов ротора и статора: $\gamma = \gamma_r + \gamma_s$. При этом угол γ_r может быть как больше угла γ_s (тот случай и показан на рис. 1), так и меньше его. Соотношение углов γ_r и γ_s определяется конкретной реализацией устройства, в частности, шириной портов *3*, *4*, радиусом золотника *1*, и совершенно не принципиально.

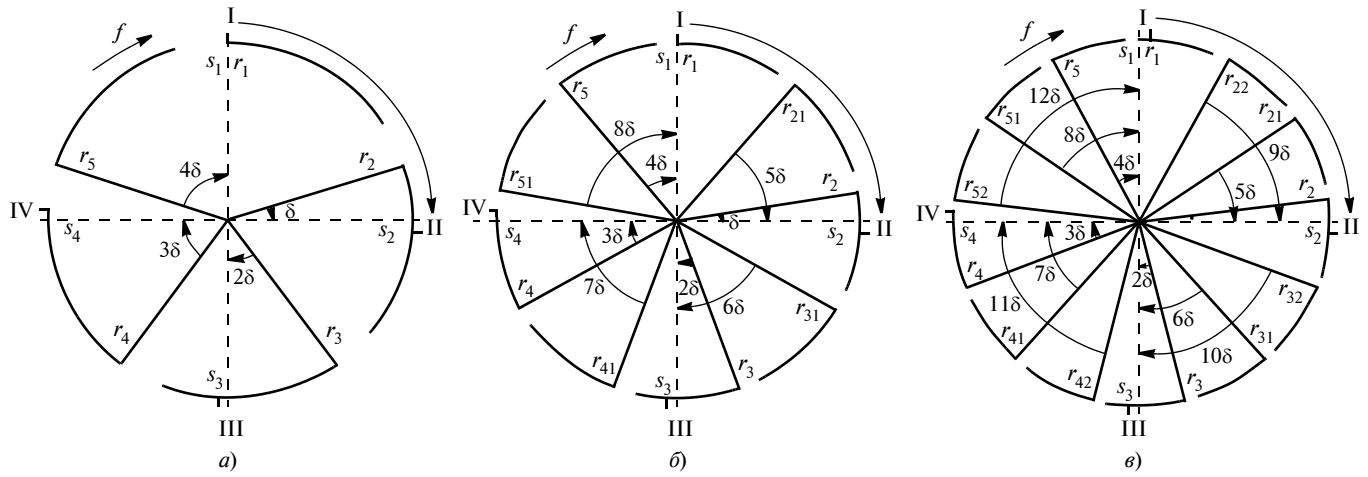


Рис. 2. Схемы прямого распределения топлива:
а — m = 1; б — m = 2; в — m = 3

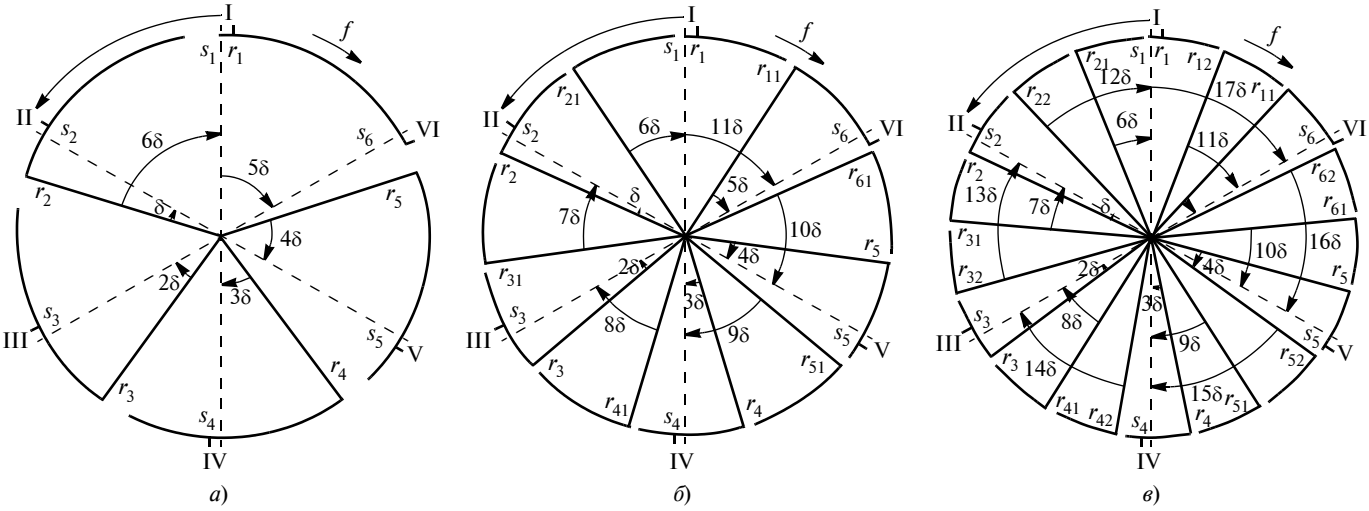


Рис. 3. Схемы обратного распределения топлива:
а — m = 1; б — m = 2; в — m = 3

Золотник *1* содержит $mn + 1$ портов *2* для реализации прямого распределения или $mn - 1$ портов *2* — для обратного. Для обеспечения раздельного питания каждого цилиндра по времени, чтобы временные циклы поступления топлива в соседние порты статора не перекрывали друг друга, полный угол γ при прямом распределении должен удовлетворять условию $\gamma \le \delta = \dfrac{2\pi}{n(mn+1)}$, а при обратном $\gamma \le \delta = \dfrac{2\pi}{n(mn-1)}$; число портов статора, как указано выше, равно числу цилиндров двигателя (n).

Отметим: если угол γ — частная характеристика конкретной технической реализации многопортового золотникового распределителя, определяющийся его геометрическими размерами, то угол δ, определяющийся соотношениями $\delta = \dfrac{2\pi}{n(mn+1)}$ и $\delta = \dfrac{2\pi}{n(mn-1)}$. Это принципиальная универсальная (зависящая только от чисел m, n) характеристика устройства, при которой достигается его наиболее эффективный режим функционирования, полностью исключающий непроизводительное (холостое) вращение золотника всего лишь для поворота очередного порта ротора к следующему порту статора (непрерывное распределение), что будет показано ниже.

На рис. 2 изображена схема прямого распределения для 4-цилиндрового двигателя, $n = 4$, а на рис. 3 — схема обратного распределения 6-цилиндрового двигателя, $n = 6$. В обоих случаях использован ротор с последовательными значениями $m = 1, 2, 3$.

Для пояснения *принципа мультипликации* непрерывного распределения топлива многопортовым ротором-золотником, а также анализа прямого и обратного распределения питания по цилиндрам ДВС, служат рис. 2, 3 соответственно. На рис. 2 изображена схема прямого распределения для 4-цилиндрового двигателя, а на рис. 3 — схема обратного распределения для 6-цилиндрового двигателя посредством многопортового ротора-золотника с указанием опорных углов. Направление вращения ротора-золотника *1* показано круговой стрелкой, помеченной буквой *f*. Далее *f* будет обозначать также частоту вращения ротора *1*.

Передние края портов *2* ротора-золотника *1* по ходу его вращения обозначены вращающимися лучами r_i

(сплошные линии), а передние края портов *4* статора *3* — неподвижными лучами s_j (штриховые линии), с индексами i, j, соответствующими порядковым номерам портов *2* ротора *1* и портов *4* статора *3*.

Ключевая особенность предложенной схемы, как видно из этих рисунков, состоит в том, что, во-первых, последовательные углы между лучами r_i, s_i, $i = 2, 3, 4, ...$ составляют $(i - 1)\delta$, т.е. образуют натуральную последовательность $(1, 2, 3, ...)\delta$; во-вторых, вращающееся устройство имеет осевую симметрию $mn + 1$ или $mn - 1$ порядка, т.е. при повороте его вокруг оси вращения на угол $2\pi/(mn + 1)$ или на угол $2\pi/(mn - 1)$ соответственно оно совмещается само с собой. Именно эти два обстоятельства обеспечивают эффект мультипликации и непрерывности распределения питания при вращении ротора-золотника, как будет показано ниже.

Работает устройство следующим образом. Пусть в начальный момент времени передний край одного из $mn + 1$ (см. рис. 2) или $mn - 1$ (см. рис. 3) портов *2* ротора *1* совпадает с передней кромкой одного из n портов *4* статора *3*. Порт ротора начинает перекрывать порт статора, и начинается подача в него топлива под давлением, пока задний край порта *2* ротора *1* не достигает задней кромки порта *4* статора *3*, перекрытие портов закрывается, и подача топлива прекращается, что происходит при повороте ротора на угол γ. Сразу после этого (непрерывное распределение, при $\gamma = \delta$) или с некоторой задержкой во времени (дискретное распределение, при $\gamma < \delta$), начинается подача топлива в следующий порт статора. Действительно, при повороте золотника 1 на угол $\delta = \dfrac{2\pi}{n(mn+1)}$ (при прямом распределении) или на угол $\delta = \dfrac{2\pi}{n(mn-1)}$ (при обратном) открывается поток топлива на соседний порт статора *3* по направлению или против вращения ротора *1*. Конструктивным выбором угла γ относительно универсальной постоянной δ (зависящей лишь от чисел m, n) достигается требуемый вид фаз подачи топлива в цилиндры ДВС внутри цикла его питания.

Полный цикл распределения топлива по всем цилиндрам ДВС происходит не за полный период вращения золотника *1*, как в традиционном распределителе, а только за $mn + 1$ или $mn - 1$ его часть, в силу осевой симметрии устройства $mn + 1$ или $mn - 1$ порядка, когда при повороте его вокруг оси вращения на угол $2\pi/(mn + 1)$ или на угол $2\pi/(mn - 1)$ соответственно оно совмещается само с собой. Поэтому при повороте ротора-золотника *1* на угол $2\pi/(mn + 1) = n\delta$ или на угол $2\pi/(mn - 1) = n\delta$ произойдёт последовательное питание всех трактов цилиндров в прямом или обратном направлении. Таким образом, частота распределения при той же частоте вращения ротора *1* соответственно в $mn + 1$ или $mn - 1$ раз выше, чем в традиционном распределителе по прототипу. Следовательно, требуемая частота вращения $mn + 1$-портового или $mn - 1$-портового золотника *1* будет соответственно в $mn + 1$ или в $mn - 1$ раз меньше частоты вращения однопортового ротора-золотника, дающего ту же частоту распределения. Таким образом, золотник по предложенной схеме устройства выполняет функцию мультипликатора, т.е. умножителя частоты распределения в $mn + 1$ или в $mn - 1$ раз, и его частота вращения должна быть во столько же раз снижена. Но при сниженной частоте вращения золотника во столько же раз увеличивается время замкнутого состояния — время работы порта статора, пока по нему проходит порт ротора.

Итак, частота распределения ν связана с частотой вращения ротора f следующими соотношениями: для прямого распределения $\nu = f(mn + 1)$; для обратного распределения $\nu = f(mn - 1)$. Случаю $\gamma = \delta$ отвечает непрерывное распределение питания, когда последовательные перекрытия окон ротора и статора происходят непрерывно, без разрывов во времени, или слитно, а случаю $\gamma < \delta$ — дискретная топливоподача, когда последовательные перекрытия окон ротора и статора происходят с определёнными разрывами по времени, или раздельно, т.е. между этими последовательными перекрытиями окон содержится некоторая временная пауза. Аналогичным образом работает бесконтактная малооборотная роторная система зажигания ДВС (см. "АП", 2014, № 4 и 2015, № 4).

Таким образом, помимо многократного снижения частоты вращения ротора-золотника, благодаря предложенной схеме конструктивно легко достигается и возможность непрерывного распределения — его важнейшее преимущество. При непрерывном распределении все время вращения ротора-золотника полностью расходуется только на совершение его главной функции — раздачу питания по трактам цилиндров ДВС. Непроизводительное холостое вращение ротора лишь для поворота его порта к очередному порту статора может быть полностью исключено.

Время замкнутого состояния (время перекрытия окон ротора и статора) составляет $1/(\nu n)$ в случае непрерывного распределения, когда $\gamma = \delta$, и $(\gamma/\delta)/(\nu n)$ — в случае дискретного, при $\gamma < \delta$. При прохождении портов *2* ротора-золотника *1* относительно портов *4* статора *3* происходит их периодическое перекрытие, на основании чего выбирается требуемый вид фаз подачи топлива в цилиндры ДВС внутри цикла его питания. На рис. 4 представлены временные развёртки подачи топлива на вход каждого из трактов цилиндров для прямого непрерывного распределения (*а*) и для дискретного (*б*).

В заключение отметим, что золотниковые распределители по сравнению с кулачковыми гораздо более высокоточные и безынерционные, они существенно менее расточительны по конструкции.

В качестве примера рассчитаем схему прямого распределения питания для 4-цилиндрового двигателя, $n = 4$, и обратного — для 6-цилиндрового двигателя, $n = 6$, посредством соответственно $mn + 1$ или $mn - 1$-портового золотника ротора и n-портового статора. В обоих рассматриваемых случаях используем значения параметра системы $m = 1, 2, 3$. Требуемая частота вращения мультипликативного ротора будет ровно в $mn + 1$ или $mn - 1$ раз ниже частоты вращения однопортового ротора распределителя по прототипу.

Таким образом, если для традиционного распределителя питания частота вращения ротора только вдвое ниже частоты вращения коленвала, то для мультипликативного — в $2(mn + 1)$ или $2(mn - 1)$ раз. На рис. 5 приведены частоты вращения соответственно $mn + 1$ и $mn - 1$-портового золотника (*а*) и однопортового (*б*), как функции частоты вращения коленвала ДВС. Наглядно виден эффект мультипликации частоты распределения, проявляющийся в $mn + 1$ или $mn - 1$-кратном снижении требуемых частот вращения ротора многопортового золотникового распределителя.

В результате ротор золотника вращается ровно в $2(mn + 1)$ или $2(mn - 1)$ раз медленнее коленвала, а не в два раза, как в прототипе. Устраняются проблемы механических вибраций и тепловыделения, а также износа подшипниковых узлов ротора. Многократно уменьшается тепловыделение, температурный уход механических характеристик и износ элементов системы питания ДВС. В $mn + 1$ и $mn - 1$ раз по сравнению с прототипом увеличивается время замкнутого состояния, что повышает надёжность раздачи топлива по трактам цилиндров и, следовательно, надёжность рабочего процесса в целом. Это обусловлено тем, что все время вращения ротора распределителя питания эффективно расходуется на совершение главной его функции — раздачу топлива, а непроизводительное холостое вращение ротора только лишь для поворота его единственного порта к портам статора полностью исключено.

Таким образом, использование $mn + 1$ или $mn - 1$-портового ротора-золотника вместо традиционного однопортового, по прототипу, при n-портовом статоре, где n — число цилиндров ДВС, снижает требуемую частоту вращения ротора-золотника соответственно в $mn + 1$ или в $mn - 1$ раз при той же частоте вращения коленвала ДВС. В первом случае последовательность распределения идёт в прямом, а во втором — в обратном направлении относительно направления вращения ротора. Увеличение натурального числа — параметра системы $m = 1, 2, 3, ...$ позволяет практически неограниченно снижать отношение частот вращений ротора-золотника и коленвала ДВС.

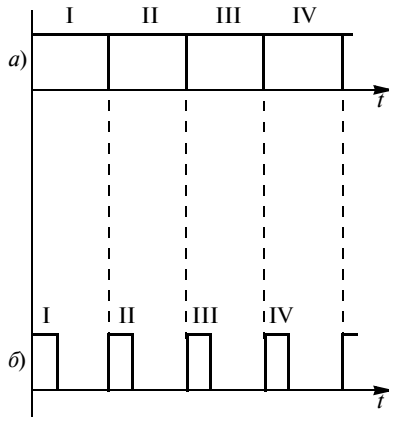


Рис. 4. Временные развёртки подачи топлива по трактам четырёхцилиндрового ДВС:

а — для непрерывного распределения; *б* — для дискретного распределения

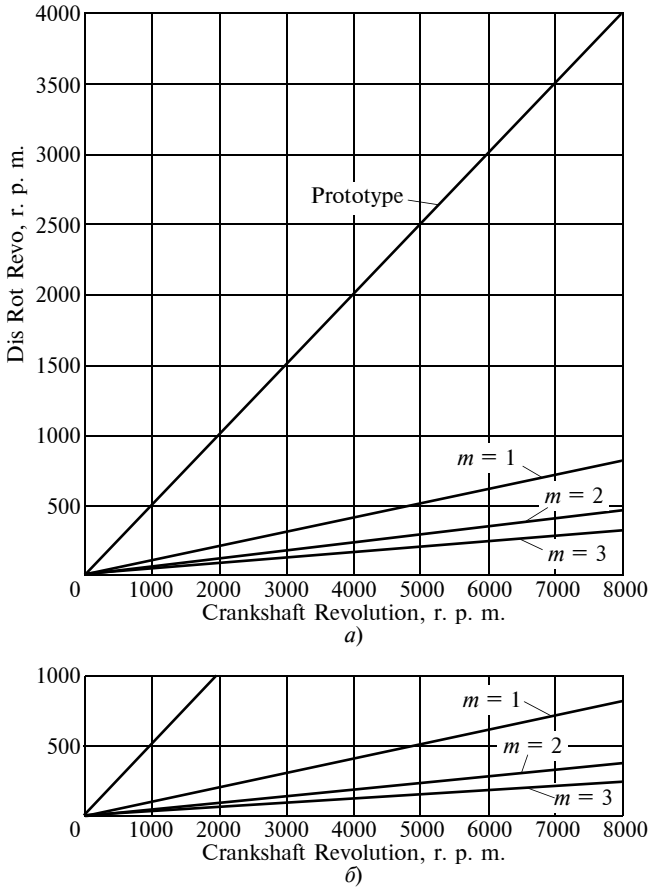


Рис. 5. Кратные снижения частот вращения ротора-золотника при прямом (а) и обратном (б) распределении топлива

Многократное снижение частоты вращения ротора-золотника относительно частоты вращения коленвала весьма существенно для устранения тепловыделения, трудностей смазки, износа сопрягающихся поверхностей и нарушений плотности их взаимного прилегания, а также механических вибраций и динамических нагрузок на подшипниковые узлы ротора, что увеличивает механическую надёжность устройства. Малая частота вращения ротора датчика зажигания в $mn + 1$ или в $mn - 1$ раз соответственно увеличивает время замкнутого состояния и, следовательно, повышает функциональность поступления топлива по трактам цилиндров ДВС. Возможность непрерывного распределения, при котором всё время вращения ротора-золотника полностью расходуется только на совершение главной его функции — раздачу топлива по цилиндрам, — важнейшее преимущество предлагаемой схемы устройства. Непроизводительное холостое вращение ротора только лишь для поворота единственного порта ротора к очередному порту статора может быть абсолютно исключено. Замена однопортового ротора распределителя по прототипу на $mn + 1$ или $mn - 1$-портовый ровно в такое же число раз снижает гидродинамическую нагрузку на порты ротора. При выходе из строя, например, засорении порта ротора раздача топлива не испытывает отказ, т.е. предложенная многопортовая система питания приобретает живучесть, против однопортового.

Литература

1. Гроэ Х., Русс Г. Бензиновые и дизельные двигатели. М.: Изд-во "За рулем", 2013. — 272 с.
2. Розенберг Ю.А., Виноградова И.Э. Смазка механизмов машин: выбор и применение масел. М.: Гос. научно-техническое изд-во нефтяной и горно-топливной литературы, 1960. — 340 с.
3. Автомобильный справочник BOSH. М.: Изд-во "За рулем", 2012. — 1280 с.
4. Основы конструкции транспортных средств. Под ред. К. Райфа. М.: Изд-во "За рулем", 2013. — 216 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.

УДК 629.114.3

АНАЛИЗ МАНЁВРЕННОСТИ МНОГОЗВЕННЫХ АВТОПОЕЗДОВ С УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЁСАМИ ПРИЦЕПНЫХ ЗВЕНЬЕВ

Д-р тех. наук **ГЛАДОВ Г.И., ЖЕГЛОВ Л.Ф.**
МГТУ имени Н.Э. Баумана (sheglov.l.f@mai.ru)

Рассматривается математическая модель схемы управления, позволяющая повысить манёвренность многозвенных автопоездов с управляемыми колёсами прицепных звеньев.

Ключевые слова: *многозвенный автопоезд, манёвренность, управляемые колёса, прицепные звенья.*

Gladov G.I., Zheglov L.F.

ANALYSIS AGILITY LADDER TRUCKS WITH THE STEERING WHEELS TRAILING LINKS

A mathematical model of the control scheme is considered, which makes it possible to increase the maneuverability of multi-link road trains with steerable wheels of trailed links.

Keywords: *multi-link road train, agile handling, a driven wheel, trailer parts.*

Для транспортировки длинномерных неделимых грузов массой более 100 т, как правило, применяются многозвенные автопоезда с управляемыми колёсами прицепных (полуприцепных) звеньев, движение которых зачастую происходит в сложных условиях. Поэтому одним из наиболее важных эксплуатационных свойств таких автопоездов является их манёвренность. Повышенные показатели манёвренности необходимы и при разворотах в стеснённых условиях на ограниченных площадях (складах, террасах и др.), при движении задним ходом для выполнения технологических операций. Необходимые манёвренные свойства таких автопоездов обеспечиваются специальными системами управления поворотом колёс прицепных звеньев, в частности, систем управления поворотом с гидромеханическим типом привода.

Величина отклонения траекторий звеньев автопоезда в значительной степени зависит от закона управления поворотных колёс (осей) прицепов (полуприцепов). В настоящее время для этих целей часто используются системы, реализующие управление в зависимости от угла складывания звеньев автопоезда. Основная характеристика такого управления — передаточное отношение угла поворота приведённого колеса полуприцепа к углу складывания, которое конструктивно обеспечивается с помощью копирного устройства, задающего и исполняющего цилиндров (рис. 1).

Кроме управления в зависимости от угла складывания, характеризующегося постоянным передаточным отношением, предлагаются системы с переменным передаточным отношением до выхода автопоезда на круговую траекторию, что способствует уменьшению отклонений на переходных участках поворота. На рис. 2 приведена расчётная схема движения автопоезда на повороте, составленная с принятием следующих допущений: рассматривается плоская модель автопоезда; скорость движения тягача принимается постоянной; боковой увод шин не учитывается.

В качестве основного оценочного параметра манёвренности многозвенного автопоезда выбраны значения смещений траекторий опорных точек звеньев относительно друг друга. Для тягача опорная точка расположена в геометрическом центре задней (неуправляемой) колёсной тележки, а для прицепных звеньев — в общих геометрических центрах колёсных ходов.

В системах управления поворотом колёс прицепных звеньев получило распространение управление, которое может быть выражено следующей зависимостью

$$\varphi_i = \begin{cases} 0 \text{ при } |\gamma_i| \le \gamma 1_i; \\ k1_i \cdot \gamma_i \text{ при } \gamma 1_i < |\gamma_i| \le \gamma 2_i; \\ k2_i \cdot \gamma_i \text{ при } \gamma 2_i < |\gamma_i| \le \gamma 3_i; \\ k2_i \cdot \gamma 3_i \text{ при } \gamma 3_i < |\gamma_i|. \end{cases}$$

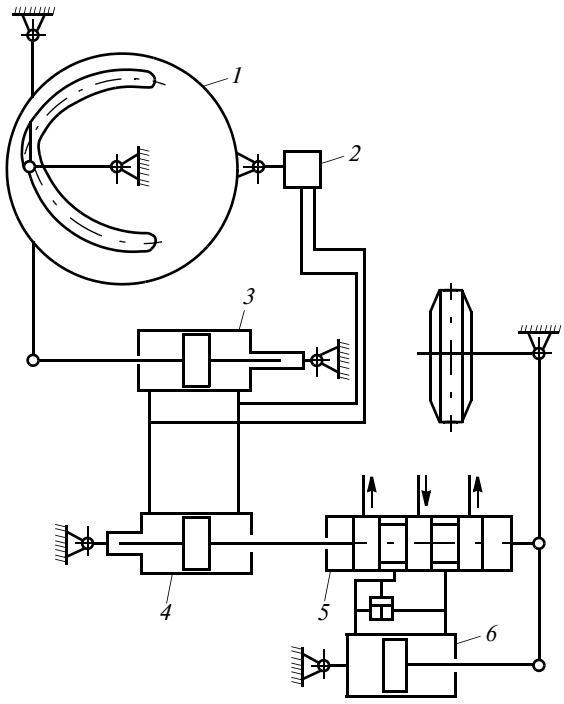


Рис. 1. Схема гидромеханического привода управления колёсами полуприцепа:

1 — копир; *2* — подпиточное устройство; *3* — задающий гидроцилиндр; *4* — исполняющий гидроцилиндр; *5* — золотник; *6* — силовой цилиндр

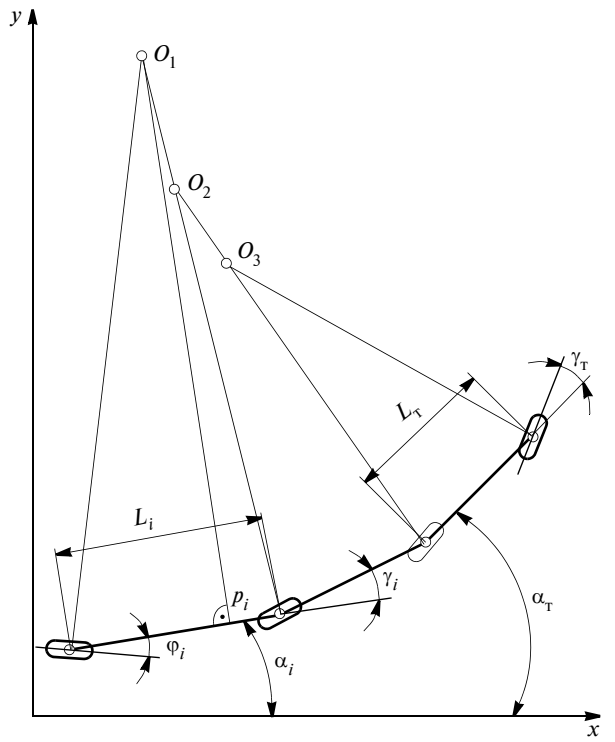


Рис. 2. Схема поворота трёхзвенника:

$\varphi_т$ — угол поворота приведённого управляемого колеса тягача; $\alpha_т$ — курсовой угол тягача; $L_т$ — база тягача; α_i — курсовой угол i-го прицепного звена; γ_i — угол складывания для i-го прицепного звена; L_i — база i-го прицепного звена; φ_i — угол поворота приведённого колеса i-го прицепного звена относительно продольной оси этого звена; p_i — полюс поворота i-го прицепного звена

Здесь $k1_i$, $k2_i$ — коэффициенты передачи рулевого привода; $\gamma1_i$, $\gamma2_i$, $\gamma3_i$ — характерные значения углов складывания для i-го прицепного звена. Величина $\gamma1_i$ характеризует зону нечувствительности рулевого привода и выбирается из условий устойчивости прямолинейного движения автопоезда. Величина $\gamma2_i$ характеризует участок, необходимый для выхода привода на расчётный режим работы. При достижении углов складывания величины $\gamma3_i$ управляющее воздействие на поворот колёс i-го прицепного устройства прекращается. Связь между углами γ_i и φ_i может быть получена исходя из распределения скоростей точек i-го звена относительно полюса поворота p_i, а также из равенства проекций скоростей точек на продольную ось этого звена.

Обобщив результаты выполненного расчёта, можно сформулировать следующие рекомендации по проектированию рулевого управления многозвенных автопоездов в целях повышения манёвренности:

— число неповоротных осей не должно превышать половины общего количества осей автопоезда;

— одинаковые рулевые трапеции (для снижения стоимости рулевого управления) допускается устанавливать только для двух рядом расположенных поворотных осей;

— при симметричном расположении поворотных осей вдоль рамы можно исключить или уменьшить избыточную поворачиваемость в случае движения на большой скорости;

— неповоротные оси следует располагать по возможности ближе к центру автопоезда, а расстояние между ними сводить к минимально возможному;

— при относительно небольшой базе тележки прицепного звена выполнять её со всеми поворотными осями нецелесообразно, предпочтительна схема с крайними поворотными осями.

Используя расчётные схемы сил, действующих на звенья автопоезда в положении статического и динамического равновесия, после соответствующих преобразований математических зависимостей, получены уравнения [1], которые описывают движение автопоезда в общем случае. Предложенная математическая модель пространственного движения трёхзвенного многоосного автопоезда, учитывающая перераспределение вертикальных нагрузок по звеньям, бортам и колёсам, величину и характер изменения тормозных сил по колёсам осей в зависимости от величины относительного продольного скольжения, позволяет провести исследование влияния системы управления поворотом на показатели манёвренности многозвенного автопоезда.

По соответствующим уравнениям можно рассчитать координаты опорной точки тягача и курсовые углы всех звеньев автопоезда в любой момент времени. Этих параметров достаточно для однозначного определения координат и траекторий движения любой точ-

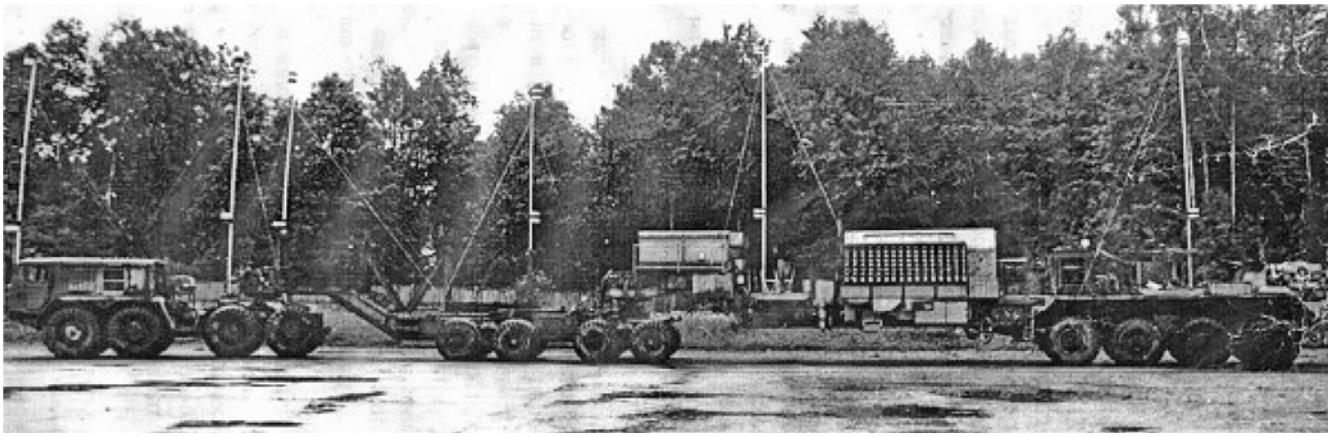


Рис. 3. Общий вид экспериментального автопоезда

ки каждого звена. Для расчёта ширины коридора (полосы движения) автопоезда при повороте необходимо рассчитать отклонения траекторий всех точек его звеньев, которые могут определить данный коридор. К таким точкам могут быть отнесены, например, крайние колёса тягача и прицепных звеньев, габаритные размеры рамы, груза и др.

В заключение следует отметить, что улучшение манёвренности автопоездов с длиннобазными прицепными звеньями может быть достигнуто при использовании привода управления, реализующего алгоритм управления, основанный на изменении передаточных отношений системы в зависимости от скорости движения, угловой скорости поворота управляемых колёс автомобиля — тягача и углов складывания звеньев автопоезда. Реализация такого алгоритма в микропроцессорной системе управления поворотом автопоезда существенно улучшает манёвренность посредством уменьшения габаритной полосы движения, которая служит основным критерием оптимизации системы управления поворотом. Экспериментальная проверка теоретических разработок была выполнена с использованием натурного образца автопоезда (рис. 3).

Литература

1. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства. Теория. М.: ИКЦ "Академкнига", 2006. 219 с.
2. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства. Проектирование и конструкции. М.: ИКЦ "Академкнига", 2004. 320 с.
3. Проектирование полноприводных колёсных машин. Том 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 496 с.

УДК 629.3.027.3

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЕЗДА ЕДИНИЧНОЙ НЕРОВНОСТИ АВТОМОБИЛЕМ С НЕЛИНЕЙНЫМИ ОГРАНИЧИТЕЛЯМИ ХОДА В ПОДВЕСКЕ

Канд. техн. наук **ЧЕРЕПАНОВ Л.А., ГОРДЕЕВ Д.А.**
Тольяттинский ГУ, ООО "СААЗ Комплект"
(dmigordeev@mail.ru)

Рассматривается математическая модель проезда автомобилем единичной неровности с различным профилем и укомплектованного нелинейными ограничителями хода в подвеске. Данная модель позволяет оценить величину усилия передаваемого на кузов автомобиля при проезде единичной неровности и сделать вывод об эффективности принятия той или иной конструкции ограничителя.

Ключевые слова: *буфер сжатия, буфер отбоя, гидравлический буфер, мягкий буфер, математическая модель, единичная неровность.*

Cherepanov L.A., Gordeev D.A.

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF THE VEHICLE`S DRIVING ACROSS A SINGLE UNEVENNESS WITH NON-LINEAR TRAVEL LIMITERS IN THE SUSPENSION

A mathematical model of driving across a single unevenness with a different profile by vehicle equipped with non-linear travel limiters in the suspension is considered. This model allows to estimate the magnitude of a force transmitted to the vehicle body when driving across single unevenness and to make a conclusion about the effectiveness of adopting one or another construction of the limiter.

Keywords: *hydraulic rebound buffer, soft rebound buffer, compression buffer, mathematical model, single unevenness.*

Большинство современных автомобилей имеют коэффициент распределения подрессоренных масс $\varepsilon = 0{,}8...1{,}2$, значит колебания передней и задней подвесок практически независимы, что позволяет перейти к моделированию работы передней и задней подвесок отдельно. При этом переднюю или заднюю части автомобиля можно представить как колебательную систему, состоящую из трёх масс (подрессоренной, неподрессоренной и массы штока амортизатора), связанных между собой упругими связями, демпферами и звеньями с сухим трением (рис. 1).

Для составления дифференциальных уравнений, описывающих данную модель, сделаны следующие допущения: автомобиль движется прямолинейно и равномерно, характеристики упругих и демпфирующих элементов линейны в кусочных областях, шток амортизатора — абсолютно твёрдое тело, на автомобиль действуют только вертикальные силы. Данная модель имеет три степени свободы, и её колебания описываются системой дифференциальных уравнений 1 (в табл. 1).

В момент времени когда колесо контактирует с поверхностью, его динамическую модель можно представить в виде упругого элемента, работающего параллельно с диссипативным элементом (рис. 2). Тогда усилие, передающееся колесом, можно представить формулой 2.

Изменение усилия, которое колесо передаёт на подрессоренную массу через подвеску, по модулю равно изменению реакции поверхности дороги от статичес-

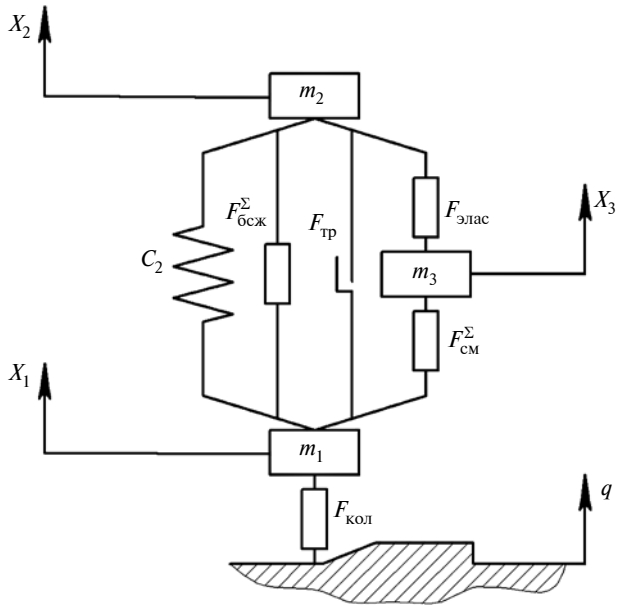


Рис. 1. Трёхмассовая динамическая модель автомобиля

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$\begin{cases} -m_1\ddot{x}_1 = F_{\text{кол}} - (x_2 - x_1)C_2 + F^{\Sigma}_{\text{б.сж}} - F_{\text{ТР}} - F^{\Sigma}_{\text{ам}} \\ -m_2\ddot{x}_2 = (x_2 - x_1)C_2 - F^{\Sigma}_{\text{б.сж}} + F_{\text{тр}} + F_{\text{элас}} \\ -m_3\ddot{x}_3 = F^{\Sigma}_{\text{ам}} - F_{\text{элас}} \end{cases}$	m_1 — неподрессоренная масса автомобиля; m_2 — подрессоренная масса автомобиля; m_3 — масса штока амортизатора; C_2 — приведённая жёсткость подвески автомобиля; x_1 — вертикальное перемещение неподрессоренной массы автомобиля; x_2 — вертикальное перемещение подрессоренной массы автомобиля; x_3 — вертикальное перемещение штока амортизатора; q — единичная неровность; $F_{\text{кол}}$ — функция, характеризующая суммарную силу, передаваемую колесом; $F_{\text{тр}}$ — сила сухого трения в подвеске автомобиля; $F^{\Sigma}_{\text{ам}}$ — функция, характеризующая суммарную силу сопротивления амортизатора, включая сопротивление от буфера отбоя; $l_{\text{от}}$ — ход подвески от статического положения до начала срабатывания буфера отбоя; $F^{\Sigma}_{\text{б.сж}}$ — функция, характеризующая силу сопротивления буфера сжатия; $F_{\text{элас}}$ — функция, характеризующая суммарную силу сопротивления эластомера, через который происходит крепление амортизатора к кузову
2	$F_{\text{кол}}(\Delta, V) = F^{\text{уп}}_{\text{кол}}(\Delta) + F^{\text{дис}}_{\text{кол}}(V)$	$F^{\text{уп}}_{\text{кол}}(\Delta) = C_1\Delta$; $\Delta = X_1 - q$; $F^{\text{дис}}_{\text{кол}}(V) = K_1 V$; $V = \dot{X}_1 - \dot{q}$; K_1 — коэффициент демпфирования колеса; X_1 — перемещение колеса; q — профиль дороги; C_1 — жёсткость колеса
3	$F_{\text{кол}}(\Delta, V) = h_{\text{ст}}C_1$	$h_{\text{ст}}$ — статическая деформация колеса
4	$h_{\text{ст}} = \dfrac{(m_1 + m_2 + m_3)g}{C_1}$	
5	$F_{\text{кол}}(\Delta, V) = \begin{cases} F^{\text{уп}}_{\text{кол}}(\Delta) + F^{\text{дис}}_{\text{кол}}(V), \\ \text{если } (\Delta < h_{\text{ст}}) \wedge (F^{*}_{\text{кол}} < m_{\Sigma}g), \\ h_{\text{ст}}C_1, \\ \text{если } (\Delta \geqslant h_{\text{ст}}) \vee (F^{*}_{\text{кол}} \geqslant m_{\Sigma}g) \end{cases}$	$F^{*}_{\text{кол}} = F^{\text{уп}}_{\text{кол}}(\Delta) + F^{\text{дис}}_{\text{кол}}(V)$ $m_{\Sigma} = m_1 + m_2 + m_3$
6	$F_{\text{АМ}}(V) = \dfrac{(F_{k-1} - F_k)(V - V_k)}{(V_{k-1} - V_k)} + F_k$	$V_1 < V_2 < \ldots < 0 < \ldots V_{n-1} < V_n$ — скорости, заданные в таблице, V — заданная скорость, $\begin{cases} V_{k-1} \le V \le V_k & \text{при } V_1 \le V \le V_n \\ V_k = V_n & \text{при } V_n < V \\ V_{k-1} = V_{n-1}; & \\ V_k = V_2 & \text{при } V < V_1; \\ V_{k-1} = V_1 & \end{cases}$
7	$F_{\text{тр}}(V) = -F_{\text{тр}}\text{sign}(V)$	$V = \dot{X}_1 - \dot{X}_2$
8	$F^{\Sigma}_{\text{б.сж}}(\Delta, V) = F^{\text{упр}}_{\text{б.сж}}(\Delta) + F^{\text{тр}}_{\text{б.сж}}(\Delta, V)$	$\Delta = l_{\text{сж}} - (x_1 - x_2)$ — деформация буфера; $l_{\text{сж}}$ — ход подвески от статического положения до начала срабатывания буфера сжатия; $V = \dot{x}_1 - \dot{x}_2$ — скорость деформации буфера; $F^{\text{упр}}_{\text{б.сж}}(\Delta)$ — нелинейное упругое усилие; $F^{\text{тр}}_{\text{б.сж}}(\Delta, V)$ — нелинейное усилие сухого трения
9	$F^{\text{упр}}_{\text{б.сж}}(\Delta) = \begin{cases} \dfrac{(F_{k-1} - F_k)(\Delta - \Delta_k)}{(\Delta_{k-1} - \Delta_k)} + F_k, \text{ если } \Delta \geqslant 0, \\ 0, \text{ если } \Delta < 0 \end{cases}$	$\Delta_1 < \Delta_2 < \ldots < \Delta_k < \ldots \Delta_{n-1} < \Delta_n$ — деформации, заданные в таблице; Δ — заданная деформация, $\begin{cases} \Delta_{k-1} \le \Delta \le \Delta_k & \text{при } \Delta_1 \le \Delta \le V_n \\ \Delta_k = \Delta_n & \text{при } \Delta_n < \Delta \\ \Delta_{k-1} = \Delta_{n-1} & \end{cases}$
10	$F^{\text{тр}}_{\text{б.сж}}(\Delta) = \begin{cases} \dfrac{(F_{k-1} - F_k)(\Delta - \Delta_k)}{(\Delta_{k-1} - \Delta_k)} + F_k, \text{ если } \Delta \geqslant 0, \\ 0, \text{ если } \Delta < 0 \end{cases}$	$\Delta_1 < \Delta_2 < \ldots < \Delta_k < \ldots \Delta_{n-1} < \Delta_n$ — деформации, заданные в таблице; Δ — заданная деформация, $\begin{cases} \Delta_{k-1} \le \Delta \le \Delta_k & \text{при } \Delta_1 \le \Delta \le V_n \\ \Delta_k = \Delta_n & \text{при } \Delta_n < \Delta \\ \Delta_{k-1} = \Delta_{n-1} & \end{cases}$
11	$F^{\text{тр}}_{\text{б.сж}}(\Delta, V) = F^{\text{тр}}_{\text{б.сж}}(\Delta) + \text{sign}(V)$	—

№	Формула	Примечания
12	$F^{\text{гидр}}_{\text{буф.от}}(\Delta, V) = F^{\text{упр}}_{\text{буф.от}}(\Delta) + F^{\text{тр}}_{\text{буф.от}}(\Delta, V) + F^{\text{дис}}_{\text{буф.от}}(\Delta, V)$	$\Delta = (x_3 - x_1) - l_{\text{от}}$ — деформация буфера; $l_{\text{от}}$ — ход подвески от статического положения до начала срабатывания буфера отбоя; $V = \dot{x}_3 - \dot{x}_1$ — скорость деформации буфера; $F^{\text{упр}}_{\text{б.сж}}$ — нелинейное упругое усилие; $F^{\text{тр}}_{\text{б.сж}}(\Delta, V)$ — сухое трение
13	$F^{\text{упр}}_{\text{б.от}}(\Delta) = \begin{cases} \dfrac{(F^{\text{упр}}_{k-1} - F^{\text{упр}}_{k})(\Delta - \Delta_k)}{(\Delta_{k-1} - \Delta_k)} + F^{\text{упр}}_{k}, \text{ если } \Delta \geqslant 0, \\ 0, \text{ если } \Delta < 0 \end{cases}$	$\Delta_1 < \Delta_2 < \ldots < \Delta_k < \ldots \Delta_{n-1} < \Delta_n$ — деформации, заданные в таблице; Δ — заданная деформация, $\begin{cases} \Delta_{k-1} \le \Delta \le \Delta_k; & \text{при } \Delta_1 \le \Delta \le V_n \\ \Delta_k = \Delta_n; & \text{при } \Delta_n < \Delta \\ \Delta_{k-1} = \Delta_{n-1}, \end{cases}$ $F^{\text{упр}}_{k}$ — табличное значение усилия сопротивления упругого элемента при k-й деформации; $F^{\text{тр}}_{k}$ — табличное значение величины сухого трения при k-й деформации
14	$F^{\text{тр}}_{\text{б.от}}(\Delta) = \begin{cases} \dfrac{(F^{\text{тр}}_{k-1} - F^{\text{тр}}_{k})(\Delta - \Delta_k)}{(\Delta_{k-1} - \Delta_k)} + F^{\text{тр}}_{k}, \text{ если } \Delta \geqslant 0, \\ 0, \text{ если } \Delta < 0 \end{cases}$	
15	$F^{\text{тр}}_{\text{б.от}}(\Delta, V) = F^{\text{тр}}_{\text{б.от}}(\Delta) + \text{sign}(V)$	—
16	$F^{\text{дис}}_{\text{буф.от}}(\Delta, V) = \begin{cases} \dfrac{(V - V_{i-1})}{(V_i - V_{i-1})}(f_2 - f_1) + f_1 \\ \text{при } (V > 0) \wedge (\Delta > 0), \\ 0 \text{ при } (V \leqslant 0) \vee (\Delta \leqslant 0) \end{cases}$	$V_1 < V_2 < \ldots < V_{k-1} < V_k \ldots < V_{n-1} < V_n$ — табличные значения скорости поршня; $\Delta_1 < \Delta_2 < \ldots < \Delta_{i-1} < \Delta_i \ldots < \Delta_{j-1} < \Delta_j$ — табличные значения деформации буфера; Δ — заданная деформация; $\Delta_{k-1} \le \Delta \le \Delta_k$ при $0 < \Delta < \Delta_n$; V — заданная скорость, $\begin{cases} V_{i-1} \le V \le V_i & \text{при } 0 < V < V_j \\ V_i = V_j & \text{при } V \le V_j \\ V_{i-1} = V_{j-1}, \end{cases}$ $F_{i,k}$ — табличное значение усилия диссипативного сопротивления при i-й скорости и k-й деформации $f_1 = \begin{cases} \dfrac{(\Delta - \Delta_{k-1})}{(\Delta_k - \Delta_{k-1})}(F_{i-1,k} - F_{i-1,k-1}) + F_{i-1,k-1} \\ \text{при } 0 < \Delta < \Delta_n \\ F_{i-1,n} \text{ при } \Delta \ge \Delta_n \end{cases}$ $f_2 = \begin{cases} \dfrac{(\Delta - \Delta_{k-1})}{(\Delta_k - \Delta_{k-1})}(F_{i,k} - F_{i,k-1}) + F_{i,k-1} \\ \text{при } 0 < \Delta < \Delta_n \\ F_{i,n} \text{ при } \Delta \ge \Delta_n \end{cases}$
17	$F_{\text{мяг.буф}}(\Delta, \Delta^*, V) = F^{\text{упр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta) + F^{\text{дис}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, V) + F^{\text{уз.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, \Delta^*, V)$	$\Delta = (x_3 - x_1) - l_{\text{от}}$ — деформация буфера отбоя; $l_{\text{от}}$ — ход подвески от статического положения до начала срабатывания буфера отбоя; $V = \dot{x}_3 - \dot{x}_1$ — скорость деформации буфера; Δ^* — деформация упругого элемента узла трения; $F^{\text{упр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta)$ — нелинейная упругая составляющая; $F^{\text{дис}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, V)$ — диссипативная составляющая; $F^{\text{уз.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, \Delta^*, V)$ — усилие сопротивления узла трения
18	$F^{\text{упр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta) = \begin{cases} \dfrac{(F^{\text{упр}}_{k-1} - F^{\text{упр}}_{k})(\Delta - \Delta_k)}{(\Delta_{k-1} - \Delta_k)} + F^{\text{упр}}_{k}, \text{ если } \Delta \geqslant 0, \\ 0, \text{ если } \Delta < 0 \end{cases}$	—
19	$F^{\text{дис}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, V) = \begin{cases} \dfrac{(V - V_{i-1})}{(V_i - V_{i-1})}(f_2 - f_1) + f_1 \\ \text{при } (V > 0) \wedge (\Delta > 0), \\ 0 \text{ при } (V \leqslant 0) \vee (\Delta \leqslant 0) \end{cases}$	—
20	$F^{\text{уз.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, \Delta^*, V) = \begin{cases} \min(F^{\text{упр.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta^*, V); F^{\text{сух.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, V)), \text{ если } V > 0, \\ \max(F^{\text{упр.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta^*, V); F^{\text{сух.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, V)), \text{ если } V < 0 \end{cases}$	—
21	$F^{\text{сух.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta) = \begin{cases} \dfrac{(F^{\text{сух.тр}}_{k-1} - F^{\text{сух.тр}}_{k})(\Delta - \Delta_k)}{(\Delta_{k-1} - \Delta_k)} + F^{\text{сух.тр}}_{k}, \text{ если } \Delta \geqslant 0, \\ 0, \text{ если } \Delta < 0 \end{cases}$	—

№	Формула	Примечания
22	$F^{\text{упр.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, V) = \begin{cases} \dfrac{(F^{\text{сух.тр}}_{m-1} - F^{\text{сух.тр}}_{m})(\Delta^* - \Delta^*_m)}{(\Delta^*_{m-1} - \Delta^*_m)} + F^{\text{сух.тр}}_{m} \end{cases}$	$\Delta^*_1 < \Delta^*_2 < \ldots < \Delta^*_{k-1} < 0 < \ldots < \Delta^*_{n-1} < \Delta^*_n$ — табличные значения деформации узла трения; Δ^* — заданная деформация узла трения; $\begin{cases} \Delta^*_{m-1} \le \Delta^* \le \Delta^*_m \text{ при } \Delta^*_1 \le \Delta^* \le \Delta^*_n \\ \Delta^*_m = \Delta^*_n \quad \text{при } \Delta^*_n < \Delta^* \\ \Delta^*_{m-1} = \Delta^*_{n-1}; \\ \Delta^*_m = \Delta^*_2 \quad \text{при } \Delta^*_1 > \Delta^* \\ \Delta^*_{m-1} = \Delta^*_1 \end{cases}$
23	$F_{\text{элас}}(\Delta, \Delta^*, V) = F^{\text{элас}}_{\text{упр}}(\Delta) + F^{\text{элас}}_{\text{уз.тр}}(\Delta, \Delta^*, V)$	$\Delta = (x_2 - x_3)$ — деформация эластомера; $V = \dot{x}_2 - \dot{x}_3$ — скорость деформации эластомера; Δ^* — деформация упругого элемента узла трения эластомера; $F^{\text{элас}}_{\text{упр}}(\Delta)$ — нелинейная упругая составляющая эластомера; $F^{\text{элас}}_{\text{уз.тр}}(\Delta, \Delta^*, V)$ — усилие сопротивления узла трения
24	$F^{\text{элас}}_{\text{упр}}(\Delta) = \dfrac{(F_{k-1} - F_k)(\Delta - \Delta_k)}{(\Delta_{k-1} - \Delta_k)} + F_k$	$\Delta_1 < \Delta_2 < \ldots < 0 < \ldots \Delta_{n-1} < \Delta_n$ — деформации, заданные в таблице; Δ — заданная деформация; $\begin{cases} \Delta_{k-1} \le \Delta \le \Delta_k \quad \text{при } \Delta_1 \le \Delta \le \Delta_n \\ \Delta_k = \Delta_n \quad \text{при } \Delta_n < \Delta \\ \Delta_{k-1} = \Delta_{n-1}; \\ \Delta_k = \Delta_2 \quad \text{при } \Delta < \Delta_1 \\ \Delta_{k-1} = \Delta_1 \end{cases}$
25	$F^{\text{уз.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, \Delta^*, V) = \begin{cases} \min(F^{\text{упр.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta^*, V); F^{\text{сух.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, V)), \text{ если } V > 0, \\ \max(F^{\text{упр.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta^*, V); F^{\text{сух.тр}}_{\text{мяг.буф}}(\Delta, V)), \text{ если } V < 0 \end{cases}$	—
26	$q = \begin{cases} 0 \text{ при } t = 0 \\ -h \text{ при } t > 0 \end{cases}$ $\dot{q} = 0$	—
27	$q(x) = \begin{cases} \sqrt{R^2 - (x - x_0)^2} + y_0 \text{ при } x \leqslant l \\ 0 \text{ при } x > l \end{cases}$	—
28	$x = \int_0^t V_0 dt = V_0 t\|_0^t = V_0 t + 0 = V_0 t$	—
29	$q(t) = \begin{cases} \sqrt{R^2 - (V_0 t - x_0)^2} + y_0 \text{ при } t < \dfrac{l}{V_0} \\ 0 \text{ при } t \geqslant \dfrac{l}{V_0} \end{cases}$	—
30	$\dot{q}(t) = \begin{cases} -\dfrac{V_0(V_0 t - x_0)}{\sqrt{R^2 - (V_0 t - x_0)^2}} + y_0 \text{ при } t < \dfrac{l}{V_0} \\ 0 \text{ при } t \geqslant \dfrac{l}{V_0} \end{cases}$	—
31	$q(x) = \text{tg}(\alpha)x$	—
32	$q(x) = h$	—
33	$q(x) = h$	—
34	$q(t) = \begin{cases} \text{tg}(\alpha) V_0 t \text{ при } t < \dfrac{h}{\text{tg}(\alpha) V_0} \\ h \text{ при } \dfrac{h}{\text{tg}(\alpha) V_0} \leqslant t < \dfrac{\left(\dfrac{h}{\text{tg}(\alpha)} + l\right)}{V_0} \\ 0 \text{ при } t \geqslant \dfrac{\left(\dfrac{h}{\text{tg}(\alpha)} + l\right)}{V_0} \end{cases}$	—
35	$\dot{q}(t) = \begin{cases} \text{tg}(\alpha) V_0 \text{ при } t < \dfrac{h}{\text{tg}(\alpha) V_0} \\ 0 \text{ при } t \geqslant \dfrac{h}{\text{tg}(\alpha) V_0} \end{cases}$	—

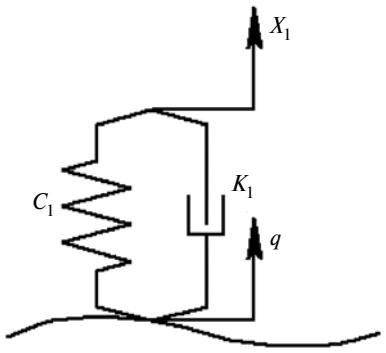


Рис. 2. Динамическая модель колеса, работающего без отрыва

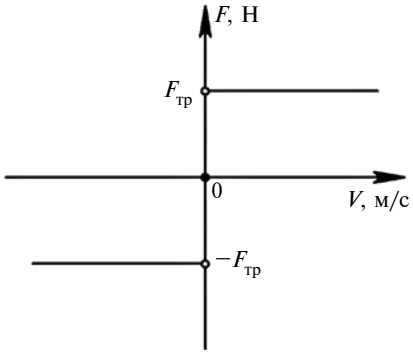


Рис. 3. Сухое трение

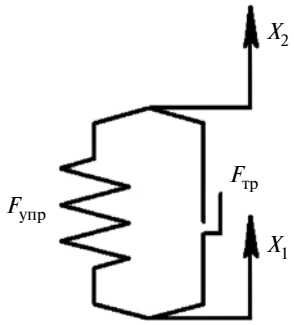


Рис. 4. Динамическая модель буфера сжатия

кой нагрузки. Изменение реакции дороги при отрыве колеса, а следовательно, и изменение усилия, передаваемое на подвеску при отрыве колеса, будут выражаться формулой 3 (с учётом 4).

Колесо оторвётся от поверхности, если его статическая деформация меньше разности вертикального перемещения неподрессоренной массы автомобиля и профиля дороги. То есть $\Delta > h_{ст}$. Колесо будет так же оторвано от дороги, если при условии безотрывного движения расчётная суммарная всех сил в точке контакта будет больше значения изменения реакции поверхности дороги: $F^{уп}_{кол}(\Delta) + F^{дис}_{кол}(V) \geq (m_1 + m_2 + m_3)g$.

Соответственно, математическая модель, описывающая **работу колеса**, получается путём объединения формул 2 и 3, а также условия отрыва колеса. Она представляет собой функцию двух переменных (формула 5).

Скоростная характеристика амортизатора задаётся в табличном виде, где для каждой заданной скорости соотносится усилие сопротивления (табл. 2). Усилия сопротивления при незаданных скоростях находятся методом интерполяции или же экстраполяции, в зависимости от значения скорости. Соответственно, математическую модель, описывающую работу амортизатора, можно записать в виде формулы 6.

Сухое трение в данной модели представлено в виде единичной функции (рис. 3). Соответственно, математическая модель, описывающая действие силы сухого трения в подвеске автомобиля, будет записываться в виде формулы 7. Динамическую **модель буфера сжатия** (рис. 4) можно представить в виде параллельно работающих нелинейного упругого элемента и элемента сухого трения (см. "АП", 2017, № 1). Исходя из выбранной модели, усилие сопротивления буфера сжатия будет описываться суммой двух составляющих, а именно: силой сопротивления упругого элемента и силой сопротивления внутреннего трения (формула 8).

Нелинейное упругое усилие буфера сжатия задаётся в табличном виде, где для каждого заданного деформированного состояния буфера сжатия соотносится усилие сопротивления (табл. 3).

Усилие сопротивления при не заданных в таблице деформациях буфера находится: методом интерполяции, в случае если деформация находится в диапазоне от нуля до максимального заданного в таблице значения; методом экстраполяции, в случае если деформация буфера превышает максимальное заданное в таблице значение; равно нулю, в случае если деформация имеет отрицательное значение, так как в этом случае буфер выключается из работы. Следовательно, формула для расчёта упругого усилия буфера сжатия примет вид 9.

Зависимость значения сухого трения в буфере от деформации задаётся аналогично упругому усилию. Следовательно, формула для расчёта сухого трения буфера сжатия примет вид 10. От направления скорости деформации зависит направление действия трения в буфере (формула 11).

Динамическую **модель гидравлического буфера** отбоя (рис. 5) можно представить в виде параллельно работающих диссипативного элемента, элемента сухого трения и упругого элемента (см. "АП", 2017, № 3). Согласно модели усилие сопротивления гидравлического буфера можно представить в виде суммы 12. Реализация упругого элемента и элемента сухого трения аналогичны реализации упругого элемента и элемента сухого трения буфера сжатия. И рассчитываются они по аналогичным формулам 13, 14 и 15.

Усилие диссипативного сопротивления нелинейно зависит от деформации буфера и скорости перемещения поршня гидравлического буфера. При ходе сжатия или отрицательной деформации буфера усилие диссипативного сопротивления равно нулю. Характеристи-

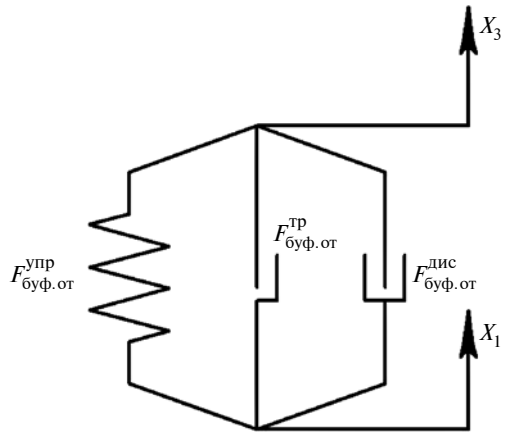


Рис. 5. Динамическая модель гидравлического буфера отбоя

ка при ходе отбоя задаётся в табличном виде (табл. 4), где каждому перемещению и скорости сопоставляется усилие сопротивления. При деформации, превышающей максимальную заданную в таблице, усилие сопротивления будет зависеть от скорости, так же как при максимальной деформации (в связи с конструкционными особенностями гидравлических буферов).

При скорости, превышающей максимальную табличную, усилие сопротивления будет находиться методом экстраполяции. При значениях деформации и скорости, находящихся внутри заданных табличных значений, усилие будет рассчитываться методом билинейной интерполяции. Соответственно, диссипативная составляющая будет рассчитываться по формуле 16.

Динамическая **модель мягкого буфера** (рис. 6) отбоя содержит параллельно работающие диссипативный элемент, нелинейный упругий элемент, а также узел с последовательным соединением элемента сухого трения и упругого элемента (см. "АП", 2017, № 3).

Согласно модели усилие сопротивления мягкого буфера можно представить в виде суммы трёх его составляющих (формула 17). Реализация упругого элемента мягкого буфера аналогична реализации упругого элемента, буфера сжатия или гидравлического буфера и рассчитывается по аналогичной формуле 18. Реализация диссипативной составляющей аналогична реализации диссипативной составляющей буфера отбоя и рассчитывается также по аналогичной формуле 19.

Таблица 2

Скорость, м/с	Усилие, Н
V_n	F_n
V_{n-1}	F_{n-1}
...	...
V_k	F_k
V_{k-1}	F_{k-1}
...	...
V_2	F_2
V_1	F_1

Таблица 3

Деформация, м	Усилие, Н
Δ_n	F_n
Δ_{n-1}	F_{n-1}
...	...
Δ_k	F_k
Δ_{k-1}	F_{k-1}
...	...
Δ_2	F_2
$\Delta_1 = 0$	F_1

Таблица 4

Диссипативная характеристика буфера отбоя	$\Delta_1 = 0$	...	Δ_{k-1}	Δ_k	...	Δ_{n-1}	Δ_n
$V_1 = 0{,}000$	$F_{1,1}$	...	$F_{1,\,k-1}$	$F_{1,\,k}$	...	$F_{1,\,n-1}$	$F_{1,\,n}$
...	...	...	...	...	...	...	...
V_{i-1}	$F_{i-1,1}$	...	$F_{i-1,k-1}$	$F_{i-1,k}$	...	$F_{i-1,n-1}$	$F_{i-1,n}$
V_i	$F_{i,1}$	...	$F_{i,k-1}$	$F_{i,k}$	...	$F_{i,n-1}$	$F_{i,n}$
...	...	...	...	...	...	...	...
V_{j-1}	$F_{j-1,1}$	...	$F_{j-1,k-1}$	$F_{j-1,k}$	...	$F_{j-1,n-1}$	$F_{j-1,n}$
V_j	$F_{j,1}$	...	$F_{j,k-1}$	$F_{j,k}$	...	$F_{j,n-1}$	$F_{j,n}$

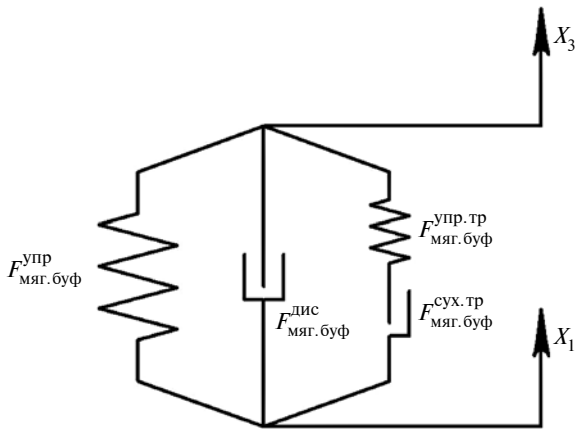


Рис. 6. Динамическая модель мягкого буфера отбоя

Для задания расчётных формул усилия сопротивления узла трения необходимо рассмотреть принцип работы узла. При нагружении буфера упругий элемент узла трения деформируется до тех пор, пока им развиваемое усилие не сравняется с силами трения в элементе трения. После достижения упругим элементом величин сил трения происходит сдвиг трущихся пар, а следовательно, дальнейшее нарастание усилия определяется нарастанием сил сухого трения в зависимости от деформации. При смене направления нагрузки узла трения происходит всё аналогично, но с противоположным знаком, так как сила трения направленна всегда против воздействующей силы. Следовательно, при положительной скорости выбираем меньшее, а при отрицательной скорости большее из двух усилий (формула 20). Максимально возможное по абсолютному значению усилие, развиваемое элементом сухого трения, в зависимости от деформации задаётся и находится аналогично усилию элемента сухого трения буфера сжатия и рассчитывается по аналогичной формуле 21.

Упругий элемент узла трения при нагрузке и разгрузке имеет различные упругие характеристики. Соответственно, сопротивление упругого элемента будет задаваться в виде таблицы (табл. 5). Усилие, развиваемое упругим элементом узла трения, находится методом интерполяции, в случае если значение деформации находится в пределах между максимальным и минимальным табличным значением, и методом экстраполяции, если деформация выходит за пределы заданных табличных значений (формула 22).

Динамическую **модель эластомера** (рис. 7) можно представить в виде параллельно работающих упругого элемента, а также узла с последовательным соединением элемента сухого трения и упругого элемента. Согласно модели усилие сопротивления эластомера можно представить в виде суммы двух его составляющих (формула 23). Задание и расчёт нелинейной упругой составляющей осуществляются аналогично скоростной характеристике амортизатора — по формуле 24. Зада-

ние и расчёт усилий сопротивления узла трения осуществляются аналогично мягкому буферу (формула 25).

Для математического моделирования были выбраны **три типа неровностей** (рис. 8): "лежачий полицейский" — искусственные неровности, соответствующие ГОСТ Р 52605—2006; "трапеция" — искусственная неровность, используемая в ООО "СААЗ Комплект" для оценки шума, возникающего при пробое подвески легкового автомобиля; "бордюр" — типичная неровность при эксплуатации автомобиля.

В случае неровности типа "**бордюр"** в начальный момент наблюдения движения колесо находится в положении, соответствующем вертикальной координате 0. В последующие моменты времени вертикальная координата становится равной h. Скорость изменения — это производная от координаты по времени. В т. 0 производная не существует, для решения дифференциальных уравнений численным методом данная точка была доопределена значением 0 (формулы 26).

Профиль **"лежачего полицейского"** соответствует сегменту круга радиусом $R = \frac{h}{2} + \frac{l^2}{8h}$, где l — длина неровности, h — высота неровности. Расположим систему координат таким образом, что начало координат совпадает с началом неровности, следовательно, центр окружности будет иметь координату (x_0, y_0). Здесь $x_0 = \frac{l}{2}$, а $y_0 = -\sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4}}$. Следовательно, окружность будет иметь уравнение $(x - x_0)^2 - (y - y_0)^2 = R^2$. Отсюда определяем зависимость y от x: $y(x) = \sqrt{R^2 - (x - x_0)^2} + y_0$. Так как лежачий полицейский — это сегмент круга, то его геометрия будет описываться функцией 27. Скорость автомобиля $V = V_0$ принята постоянной, следовательно, справедлива формула 28. Подставив последнюю в формулу 27, получим зависимость $q(t)$ в виде уравнения 29, результат дифференцирования которого — формула 30.

Таблица 5

$V > 0$		$V < 0$	
Деформация	Усилие	Деформация	Усилие
Δ_n^*	F_n	$-\Delta_1^*$	$-F_1$
Δ_{n-1}^*	F_{n-1}	$-\Delta_2^*$	$-F_2$
...	...	...	...
$\Delta_k^* = 0$	$F_k = 0$	$-\Delta_{k-1}^*$	$-F_{k-1}$
Δ_{k-1}^*	F_{k-1}	$-\Delta_k^* = 0$	$-F_k = 0$
...	...	...	...
Δ_2^*	F_2	$-\Delta_{n-1}^*$	$-F_{n-1}$
Δ_1^*	F_1	$-\Delta_n^*$	$-F_n$

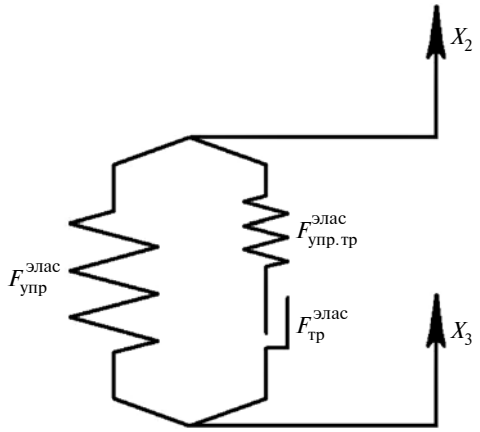


Рис. 7. Динамическая модель эластомера

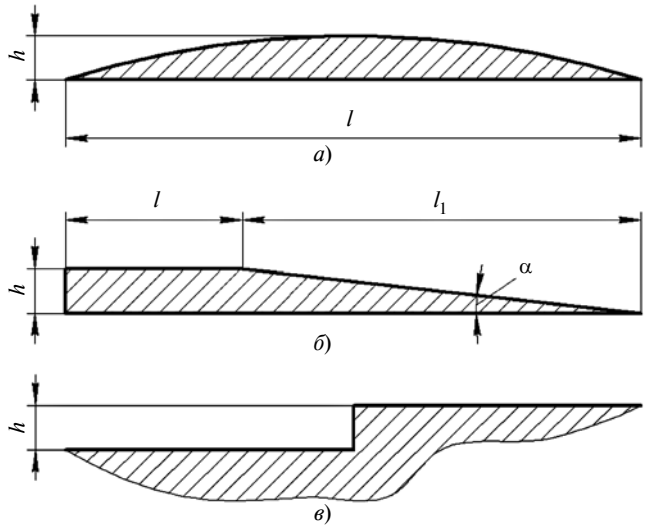


Рис. 8. Схема и параметры неровности:
а — лежачий полицейский; *б* — трапеция; *в* — бордюр

Профиль "**трапеция"** выполнен в виде площадки наклонённой к горизонту под углом α, поднимающейся до высоты h. Далее идёт горизонтальная площадка длиной l, после которой идёт мгновенный переход вниз на величину h. Определим зависимость высоты неровности от её длины. Длина первого участка l_1 находится по формуле $l_1 = h/\mathrm{tg}(\alpha)$. Длина второго горизонтального участка равна l.

Расположив начало координат в начало неровности, получаем следующее. Первый участок ($x < l_1$) можно описать формулой 31. На втором участке ($l_1 \le x < l + l_1$) высота неровности равна h (формула 32). На третьем участке ($x \ge l + l_1$) высота неровности равна 0 (формула 33). Так как $x = V_0 t$, выражаем зависимость q от t формулой 34, которая после дифференцирования приобретает вид 35.

Таким образом, проведённая работа позволила создать математическую модель проезда единичной неровности автомобилем с нелинейными ограничителями хода в подвеске. Данная модель будет использована для исследования влияния параметров ограничителей ходов подвески на передаваемые на кузов усилия с последующей их оптимизацией.

УДК 62-761

ИССЛЕДОВАНИЕ МАРКИРОВОЧНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

РАЗГОВОРОВ К.И.
Бюро независимых автотехнических экспертиз
(razgovorov@rambler.ru)

Проведены исследования маркировочных обозначений автотранспортных средств в рамках автотехнической экспертизы. На основе проведённых исследований определены основные причины повреждений маркировочных обозначений в процессе эксплуатации автотранспортных средств.

Ключевые слова: *исследование маркировочных обозначений автотранспортных средств, автотехническая экспертиза.*

Razgovorov K.I.

THE QUESTION OF RESEARH TO MARKING IDENTIFICATIONS MOTOR VEHICLES

Conducted research markings of motor vehicles in the framework of autotechnical examination. On the basis of the conducted research, the main causes of damage to marking marks in the process of vehicle operation are identified.

Keywords: *research markings of vehicles, autotechnical expertise.*

Маркировка автотранспортных средств подразделяется на основную и дополнительную. *Основная маркировка* является обязательной и наносится производителем на грузовых автомобилях, в том числе специализированных и специальных на их шасси, тягачах с бортовой платформой, а также автомобилях многоцелевого назначения и специальных колёсных шасси; легковых автомобилях, в том числе специализированных и специальных на их базе, грузопассажирских; автобусах, в том числе специализированных и специальных на их базе; троллейбусах; прицепах и полуприцепах; автопогрузчиках; мототранспортных средствах; двигателях внутреннего сгорания (блоках); шасси грузовых автомобилей; кабинах грузовых автомобилей; кузовах легковых автомобилей.

Маркировочные обозначения наносятся на АТС, непосредственно на несъёмную его часть — кузов, в места, наименее подверженные разрушению при дорожно-транспортном происшествии. Идентификационный номер (VIN) транспортного средства — это комбинация цифровых и буквенных условных обозначений, присваиваемых в целях идентификации, является обязательным элементом маркировки и индивидуален для каждого АТС. Наносится VIN:

на кузове легкового автомобиля — в двух местах, в передней и задней частях; на кузове автобуса — в двух разных местах; на кузове троллейбуса — в одном месте; на кабине грузового автомобиля и автопогрузчика — в одном месте; на раме прицепа, полуприцепа и мототранспортного средства — в одном месте; на внедорожных автомобилях, троллейбусах и автопогрузчиках VIN допускается указывать на отдельной табличке.

Структура VIN: 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17

Расшифровка VIN производится следующим образом. Поз. 1—3: международный код изготовителя. Поз. 4—9: тип транспортного средства (модель). Состоит из четырёх, пяти или шести арабских цифр и (или) букв латинского алфавита. Поз. 10—11: Код года выпуска. Год выпуска (модельный год). Поз. 11—17: Производственный, серийный номер АТС.

Двигатели внутреннего сгорания, шасси и кабины грузовых автомобилей должны иметь маркировку — идентификационный номер составной части (СЧ).

Способ выполнения основной и дополнительной видимой маркировки должен обеспечивать чёткость изображения и её сохранность в течение всего срока эксплуатации АТС в условиях и режимах, установленных в конструкторской документации. Шрифт букв предприятие выбирает из типов шрифтов, установленных в нормативных документах, с учётом принятого технологического процесса. Шрифт цифр должен исключать возможность преднамеренной замены одной цифры на другую. При изображении идентификационного номера в две строчки ни одну из его составных частей не допускается делить переносом. В начале и конце строчки (строчек) должен быть проставлен знак (символ, ограничительная рамка таблички и т. п.), который выбирается предприятием и должен отличаться от цифр и букв маркировки. Выбранный знак описывается в технической документации. Между знаками и строчками идентификационного номера не должно быть пробелов. Допускается разделение составных частей идентификационного номера выбранным знаком. При приведении идентификационного номера в текстовых документах допускается выбранный знак не проставлять. При выполнении основной маркировки высота букв и цифр должна быть не менее 7 мм — при нанесении непосредственно на ТС и их составные части, при этом допускается 5 мм — для двигателей и их блоков; 4 мм — при нанесении непосредственно на мототранспортные средства; 4 мм — при нанесении на таблички; в остальных данных маркировки — 2,5 мм.

Идентификационный номер основной маркировки следует наносить на поверхности, имеющие следы механической обработки, предусмотренной технологическим процессом. Таблички должны соответствовать требованиям ГОСТ 12969, ГОСТ 12970, ГОСТ 12971 и крепиться на изделии с помощью, как правило, неразъёмного соединения.

Дополнительная невидимая маркировка выполняется по специальной технологии и становится видимой в свете ультрафиолетовых лучей. При выполнении маркировки не должна быть нарушена структура материала, на который она наносится.

Механизированное нанесение маркировки осуществляется двумя способами: ударным и накаткой. Оба способа имеют свои особенности. Так, при микроскопическом исследовании маркировки, выполненной накаткой, видны следы входа рабочей части клейма с одной и выхода её с другой стороны знака. При ударном способе рабочая часть клейма перемещается строго по вертикали.

Довольно часто при механизированном способе нанесения маркировки, особенно на алюминиевых блоках, происходит "недобивка", в результате чего знаки маркировки слишком мелки либо еле заметны. В таких случаях выполняется ручная добивка или повторная механизированная. При ручной добивке появляются сопутствующие ей признаки. При повторном механизированном нанесении могут быть видны сдвоенные очертания с одинаковым сдвигом знаков.

При комбинированном способе нанесения маркировки часть знаков наносится механизированным способом, а остальные добиваются вручную. Для такого варианта характерны признаки обоих способов.

Дополнительная маркировка наносится, как правило, пескоструйной обработкой или фрезерованием деталей автомобиля, выполненных из стекла, либо нанесением обозначений специальным, содержащим люминофоры, составом на элементы интерьера салона автомобиля. В первом случае маркировка наблюдается визуально без помощи специальных приборов, во втором для её обнаружения требуется применение ультрафиолетовой лампы.

Способы и признаки изменения маркировочных данных

Часть признаков образуется как при ручной набивке или исправлении ошибки на предприятии-изготовителе, так и при подделке маркировочных данных. Другая часть — только при подделке. Вопрос о подделке может быть решён при проведении соответствующего исследования в экспертно-криминалистическом подразделении.

Основные способы изменения маркировки кузова можно условно разделить на две группы *А* и *В*. Для группы способов *А*, сопровождающихся уничтожением первичной маркировки, характерно удаление участка, части или всей маркировочной панели и замена их на другие. Для идентификации АТС в этом случае необходим комплексный анализ.

При использовании способов изменения маркировки группы *В* сохраняется первичная маркировка или её следы и принципиально возможно её выявление. К этой группе можно отнести распространённые способы изменения маркировочных данных, которые достигаются путём: добивки недостающих элементов в знаках первичной маркировки, имеющих сходное начертание со знаками требующейся (вторичной) маркировки поверх знаков первичной (например: 1—4, 6—8, 3—8); забивания (зачеканивания) отдельных знаков первичной маркировки и нанесения на их место других (лишние элементы знаков заполняют пластичными массами или заплавляют и окрашивают, например: 4—1, 8—3, 8—6); углубления участка маркировки, нанесения на первичную маркировку слоя металла или пластичной массы и тиснения на полученной поверхности рельефа требующейся (вторичной) маркировки с последующей окраской участка кузова; углубления участка с маркировкой и закрепления на этом месте (сваркой или наклеиванием) участка панели с иной маркировкой.

К признакам, свидетельствующим об изменении маркировки кузова, относятся: нечёткое начертание знаков, их смещение по вертикали, различные интервалы и глубина, отличия конфигурации знаков от образцов, посторонние штрихи в знаках; следы обработки поверхности под слоем эмали, увеличение толщины покрытия, а также наличие остатков шпаклёвки или иных материалов на участке маркировки; различие лакокрасочного покрытия маркировочной панели и прилегающих участков, наличие следов опила (частиц) эмали на близлежащих деталях; несовпадение маркировки с её отображением на обратной стороне панели и следы забивания знаков на ней, локальное увеличение толщины панели; сварные швы на маркировочной панели, соединение панелей сварными швами, следы сверления точек сварки и имитация точечной контактной сварки (заполнение отверстий расплавами олова или латуни) и т.п.

Способы и признаки изменения маркировки двигателей

Для уничтожения маркировки двигателя легковых автомобилей любых марок используют следующие основные способы: спиливание с помощью напильника вручную; удаление слоя металла механическим инструментом, например, шлифовальной машинкой; забивание старой маркировки керном или зубилом с последующей набивкой требуемых знаков; наклеивание на маркировочную площадку тонкой металлической пластины с нужной маркировкой; термическое воздействие на маркировочную часть блока цилиндров с помощью паяльной лампы, газовой горелки.

К признакам изменения маркировки двигателей можно отнести следы механической обработки площадки; следы первичной маркировки, отличие фактуры поверхности площадки от прилегающих участков или от заводского образца, имитацию фактуры поверхности маркировочной площадки, отсутствие слоя эмали или спецсостава на маркировочной площадке (для блоков из алюминиевых и магниевых сплавов).

Средства исследования маркировки

Способы подделки маркировочных данных обусловливают методы поиска и анализа "посторонних дефектов" в структуре металла под слоем лакокрасоч-

ного покрытия, таких, как наличие сварного шва, зашпатлёванные элементы знаков, имитация точечной сварки и т.п.

В ряде случаев выявление факта изменения маркировки не вызывает серьёзных затруднений и может быть осуществлено в процессе осмотра. Однако встречаются случаи, когда успешное решение задачи без нарушения целостности деталей возможно только при использовании приборов неразрушающего контроля или специальных методов. Обязательное условие при выявлении сотрудниками ГИБДД признаков изменения маркировочных обозначений узлов и агрегатов транспортных средств — сохранение целостности лакокрасочного покрытия. Рассмотрим некоторые приборы неразрушающего контроля.

Вихретоковые дефектоскопы

Одним из первых вихретоковых приборов, разработанных специально для решения задач ГИБДД, является прибор "Контраст-М". Прибор предназначен для оперативного выявления признаков маркировочных данных на кузовных деталях автотранспортных средств. Он позволяет выявлять изменение толщины лакокрасочного покрытия, напайку, наклейку или вварку металлических фрагментов с изменёнными маркировочными данными. Принцип действия прибора основан на возбуждении в металле вихревых токов и регистрации отклонений вторичного электромагнитного поля, создаваемого этими токами, вследствие изменения маркировочных данных.

Хорошо зарекомендовал себя по результатам испытаний малогабаритный вихревой дефектоскоп МВД-2(3). Его функциональные возможности можно улучшить с помощью датчика, который имеет малую, практически точечную рабочую поверхность (поверхность соприкосновения с контролируемым образцом). Поэтому с помощью МВД-2(3) можно, например, определить наличие заливки отдельных элементов знаков при исправлении знаков со схожей конфигурацией.

В Московском энергетическом институте разработан вихретоковый индикатор ВИ-96Н. Приборы МВД-2(3) и ВИ-96Н имеют практически одинаковые технические возможности, но в отличие от прибора "Контраст-М" позволяют выявлять: имитации точек сварки (заклёпками из стальных и цветных металлов, кернением, механической выработкой, нанесением шпатлёвки); места крепления деталей методом сварки, клёпкой (из стальных и цветных металлов), скрытых последующим нанесением ЛКП; уменьшение толщины маркируемой детали; "зачеканивание" отдельных элементов знаков; наличие включений в отдельных элементах знаков: металлических (как правило, цветных металлов), неметаллических (эпоксидная шпатлёвка, полимерные соединения и т.п.).

Прибор ВИ-96Н более удобен в эксплуатации (имеет автоматическую настройку на контролируемую поверхность, настройку порога чувствительности). ВИ-96Н рекомендован ГУГАИ МВД России сотрудникам ГИБДД для оперативной проверки зоны расположения маркировочных обозначений кузовов автотранспортных средств и сотрудникам экспертных подразделений как техническое средство предварительной проверки способом неразрушающего контроля.

Вихретоковые дефектоскопы позволяют обнаружить изменения маркировки, связанные с вваривании участка панели с иной маркировкой, заменой части панели, наложением на первичную маркировку фрагмента панели со вторичной маркировкой.

Методика работы определяется способом изменения маркировки кузова. Как правило, в первую очередь проводится исследование участков панели, прилегающих к месту маркировки. Срабатывание звуковой и (или) световой сигнализации прибора свидетельствует о наличии сплошного дефекта металла в виде сварного шва или трещины (в случае наложения на старую маркировку фрагмента панели с новой маркировкой), о присутствии на исследуемой панели разнородных металлов (например, сталь—латунь, в случае наложения поверх первичной маркировки слоя олова или латуни). Если дефектов в зоне, прилегающей к маркировочной площадке, обнаружить не удалось, проверяется наличие (отсутствие) сварного шва по всей длине полки коробки воздухопритока. Такой шов может появиться в результате замены части панели.

Работая с вихретоковыми дефектоскопами необходимо помнить, что срабатывание сигнализации может быть вызвано трещинами, возникшими в процессе рихтовки (ремонта, выправки) исследуемой панели. Как правило, эти трещины располагаются в хаотическом порядке, а потому их дифференциация не вызывает особых затруднений.

Опыт эксплуатации указанных технических средств показывает, что они наиболее приемлемы для нужд практических работников (портативность, возможность работы в полевых условиях, универсальность и др.).

Магнитопорошковые дефектоскопы

Использование данного метода предполагает наличие постоянного магнита определённой конфигурации и суспензии железного порошка с водой (расход порошка 20—30 г на 1 л воды). Портативные образцы оборудования типа МДЭ-20Ц, разработанные в ЦНИИТМаше, включают выпрямитель, соединительный кабель и электромагнит. Габаритные размеры прибора 150 × 150 × 100 мм, масса до 5 кг.

Для обнаружения возможного изменения маркировки кузова достаточно небольшое количество суспензии нанести на исследуемый участок, где создаётся магнитное поле. При наличии на панели сварных швов или иных аналогичных дефектов, образовавшихся при изменении маркировки, магнитные частицы чётко обозначат контуры этого повреждения.

Магнитопорошковые дефектоскопы позволяют обнаруживать изменения маркировки, связанные с вваривании участка панели, заменой части панели, наложением на имеющуюся маркировку фрагмента панели с новой маркировкой. Несомненные достоинства метода — простота и наглядность.

Рентгеновские дефектоскопы

Стационарный рентгеновский комплекс "Рентген-30-2" (МНПО "Спектр") позволяет выявлять изменения маркировки, связанные с вариванием участка панели с новой маркировкой, заменой части панели, наложением на имеющуюся маркировку фрагмента панели с новой маркировкой, может эксплуатироваться в стационарных условиях или монтироваться на шасси грузовых автомобилей-фургонов, имеет значительные массу и габаритные размеры.

Переносные рентгеновские дефектоскопы типа МИРА-2Д (или аналогичные импортные) позволяют решать аналогичные задачи, но имеют значительно меньшие габаритные размеры и массу.

Для исследования панели переносными рентгеновскими дефектоскопами прибор помещают над исследуемым участком (обычно начинают с маркировочной площадки), а снизу, под панелью, помещают рентгеновскую плёнку. После просвечивания плёнку обрабатывают стандартным способом, а полученные снимки анализируют. Достоинством таких приборов является то, что в ряде случаев с их помощью можно выявить первичную маркировку кузова (если она не была уничтожена в процессе её изменения). Приборы данной группы используются в экспертно-криминалистических подразделениях.

Магнитные толщиномеры

Магнитный толщиномер МТ-41НУ конструкции МНПО "Спектр" предназначен для измерения толщины немагнитных покрытий (шпатлёвка, олово, латунь и др.), нанесённых на ферромагнитные основания; имеет габаритные размеры 127 × 200 × 280 мм и массу 3,5 кг. С использованием данного прибора можно выявить изменения маркировки, связанные с нанесением поверх первичной маркировки слоя шпатлёвки, олова, латуни или иных диа- и парамагнитных покрытий (например, эпоксидная смола).

Установление факта изменения маркировки кузова в данном случае производится путём измерения толщины немагнитного покрытия, нанесённого на стальную панель, в месте расположения маркировки и в нескольких точках, удалённых от неё. Реализация предлагаемого метода возможна благодаря тому, что толщина слоя вещества, нанесённого поверх маркировочной площадки, в результате произведённых манипуляций становится значительно больше его толщины в отстоящих местах. Практика исследования маркировочных данных АТС сложилась таким образом, что объектами исследования являются только маркировочные площадки, с нанесёнными на них обозначениями, и заводские таблички. Подобное необоснованное сужение круга объектов исследования снижает возможности решения вопроса о подделке маркировочных данных, получения ориентирующей информации для проверки АТС по учётам и т. д. К исследованию маркировочных данных АТС необходимо подходить шире. Только комплексный подход обеспечивает достоверность и полноту результатов исследования.

Такой комплексный подход предполагает тщательный анализ определённой совокупности особенностей, характеризующих данный автомобиль, это: исследование регистрационных документов; установление года выпуска автомобиля, его модели и, если возможно, модификации, а также соответствия кузовных деталей и основных комплектующих узлов и агрегатов модели автомобиля году его выпуска; осмотр и при необходимости исследование лакокрасочного покрытия и следов перекраски или ремонтной подкраски; определение расположения маркировки в зависимости от модели и года выпуска ТС; исследование соединений маркируемых деталей (панелей) с прилегающими, креплений заводских табличек; исследование дополнительной маркировки; исследование целостности маркируемых деталей; исследование особенностей маркировочных площадок (формы), фактуры поверхности; исследование самой маркировки (содержание, способ нанесения, конфигурация, взаиморасположение и. т. п.); выявление первичной маркировки при наличии признаков её изменения.

Результатом исследования должно быть решение о подлинности маркировки, содержании первичной маркировки и (в необходимых случаях) составление запроса для проверки АТС по учётам угнанных и похищенных. Основные варианты выводов по исследованиям маркировочных обозначений АТС таковы: маркировочные данные подлинны (не изменялись); маркировочные данные изменены на заводе-изготовителе, указывается первичная маркировка; маркировочные данные изменены не на заводе-изготовителе, указывается первичная маркировка (полностью или частично); маркировочные данные изменены не на заводе-изготовителе, первичная маркировка уничтожена (не поддаётся выявлению), составляется ориентирующая информация.

Действия законодательных актов в сфере регистрации АТС

В соответствии с [1] не подлежат регистрации в Госавтоинспекции и не проводятся регистрационные действия с транспортными средствами по следующим основаниям: обнаружены признаки скрытия, подделки, изменения, уничтожения идентификационных номеров транспортных средств, номеров узлов и агрегатов (кузова, рамы, кабины, двигателя) идентифицирующих транспортное средство, либо подделки представленных документов, несоответствия транспортных средств и номерных агрегатов сведениям, указанным в представленных документах, или регистрационным данным, а также при наличии сведений о нахождении транспортных средств, номерных агрегатов в розыске или представленных документов в числе утраченных (похищенных), за исключением транспортных средств с изменённой маркировкой транспортных средств и номерных агрегатов в результате естественного износа, коррозии, ремонта или возвращённых собственникам или владельцам после хищения, при условии их идентификации.

Начиная с 10 июля 2017 года в ГИБДД можно зарегистрировать в том числе автомобили, у которых номер кузова или двигателя проржавел или износился от времени. Эта проблема довольно часто встречается у

№	Исследуемое АТС	Причины назначения экспертизы	Результаты исследования
1	Автокран МКТ 25.1	Отсутствует номер крановой установки в документах	Внесены изменения в регистрационные документы
2	"Форд Фокус"	Поврежден номер кузова	Найден дублирующий номер
3	"Кадиллак Экскалейд" GMT926	Пропал номер на раме	Причина — несовершенство технологии нанесения номеров на раме
4	КамАЗ-532130 КС 4572А	Отсутствует номер кабины	Внесены изменения в регистрационные документы
5	Полуприцеп МТМ — 933001	Отсутствует шильдик на полуприцепе	
6	"Пежо 206"	Отсутствует номер кузова	Причиной уничтожения номеров стало выполнение ремонтных работ по восстановлению кузова автомобиля после ДТП
7	"Лада Ларгус" RS0Y5L	Отсутствует номер кузова	
8	"Ауди А4"	Проверка маркировочных обозначений	Отсутствуют признаки умышленного изменения первичных маркировочных обозначений
9	"Додж Караван"	Утерян шильдик, приклёпанный на передней правой части кузова под капотом автомобиля	Признаки изменения первичной маркировки не обнаружены
10	"Мазда 6"	Уничтожен номера кузова	Причина — коррозионное воздействие при продолжительной эксплуатации
11	Автофургон мод. 47052А, "Исудзу"	Отсутствие номера на раме и двигателе	Причина — коррозионное воздействие при эксплуатации транспортного средства, а также несовершенная технология их нанесения
12	"Форд Транзит Коннект"	Частично уничтожен номер кузова	Причина — коррозионное воздействие при продолжительной эксплуатации
13	ГАЗ-33021	Отсутствует номер рамы	

автомобилей, возраст которых превышает 15—20 лет. Ранее зарегистрировать такие машины было нельзя, поэтому владельцы не могли их ни продать, ни подарить. Если номер кузова или двигателя был перебит угонщиками, но автомобиль возвращён своему первоначальному владельцу, и экспертам удалось определить первоначальный номер автомобиля, то его также можно будет вновь зарегистрировать в ГИБДД.

Не подлежат регистрации в Госавтоинспекции и не проводятся регистрационные действия с транспортными средствами по следующим основаниям: невозможность идентификации транспортного средства вследствие замены рамы, кузова или составляющей части конструкции, повлекшей утрату идентификационного номера, нанесённого изготовителем транспортного средства при его выпуске в обращение; наличие сведений о смерти физического лица либо сведений о прекращении деятельности юридического лица (физического лица, осуществляющего деятельность в качестве индивидуального предпринимателя), являющихся собственниками транспортных средств; неуплата государственной пошлины либо отсутствие сведений об уплате; признание недействительным паспорта транспортного средства.

Результаты исследований маркировочных обозначений АТС

Автор статьи провёл исследования маркировочных обозначений в рамках автотехнических эксертиз в г. Москве и Московской области. При сравнительном исследовании мест нанесения индентификационных номеров автомобилей в 2017—2018 гг. установлено частичное или полное уничтожение номеров на кузове или раме исследуемых АТС. Причиной уничтожения номеров стало коррозионное или ремонтное воздействие при продолжительной эксплуатации транспортного средства или выполнения малярно-кузовных работ после дорожно-транспортных происшествий, а также отсутствие защиты номеров от коррозии. Исследовались автомобили грузовые и легковые, микроавтобусы и прицепы. Результаты исследования представлены в таблице.

Анализируя приведённые данные, можно заключить: способ нанесения имеющийся идентификационной маркировки АТС не имеет признаков несоответствия технологии, применяемой на предприятии-изготовителе для нанесения идентефикационно-маркировочных изображений на исследуемых автомобилях. Внешний вид маркировки, технология нанесения рельефных элементов начертания имеющейся индентификационной маркировки исследуемых АТС не противоречат технологии их нанесения.

Нормативно-техническая документация:

1. Приказ Министерства внутренних дел Российской Федерации от 20.03.2017 г. № 139 "О внесении изменений в нормативные правовые акты МВД России по вопросам регистрации транспортных средств".
2. Приказ Министерства внутренних дел Российской Федерации от 24 ноября 2008 г. N 1001 г. Москва "О порядке регистрации транспортных средств".
3. ОСТ 37.001.269—96. Транспортные средства. Маркировка. — Введён 1996-08-01. — М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 1996.
4. ГОСТ 26828—86. Изделия машиностроения и приборостроения. Маркировка. Госстандарт СССР, 1986.
5. ГОСТ Р 50460—92. Знак соответствия при обязательной сертификации. Форма, размеры и технические требования М.: Стандартинформ, 2008.

УДК 05.22.10

ЭКСПЕРТНЫЕ ОЦЕНКИ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

ДУБОВИК Е.А.
Донской ГТУ (863. 273-85-11)

Предлагается к рассмотрению методика получения экспертных оценок пассивной безопасности автомобиля в условиях недостаточности информации.

Ключевые слова: *автомобиль, безопасность, достаточность, интегральный показатель, критерий, ранжирование.*

Dubovik E.A.

EXPERT ASSESSMENTS OF PASSIVE SAFETY OF THE VEHICLE

It is proposed to consider the method of obtaining expert estimates of passive safety of the car in conditions of insufficient information.

Keywords: *car, safety, sufficiency, integral index, criterion, ranking.*

Как известно, различают четыре вида безопасности автомобиля: "активная", "пассивная", "послеаварийная" и "экологическая". Пассивная безопасность — это способность конструкции автомобиля обеспечить защиту водителя и пассажиров от травмирования или летального исхода при дорожно-транспортном происшествии. К характеристикам и средствам пассивной безопасности относятся: ударно-прочностные свойства кузова и кабины, подушки безопасности, травмобезопасная рулевая колонка, ремни безопасности, петли дверей, сиденья и их крепления, элементы интерьера, подголовники, стёкла кузова и кабины, бампера. Обеспечивается пассивная безопасность конструктивными мероприятиями, призванными свести к минимуму вероятности ранений человека при ДТП.

Пассивная безопасность в свою очередь подразделяется на внешнюю и внутреннюю. Внешняя достигается исключением на внешней поверхности кузова острых углов, выступающих ручек и т.д. Для повышения уровня внутренней безопасности решаются ряд инженерных задач с использованием средств, перечисленных ниже.

Конструкция кузова, обеспечивающая приемлемость нагрузок на тело человека от резкого замедления при ДТП, сохранением пространства пассажирского салона после аварии; *ремни безопасности*, без использования которых летальный исход может наступить при скорости 20 км/ч (использование ремней безопасности повышает этот порог до 100 км/ч.); *надувные подушки* (рис. 1, 2), размещаемые не только перед водителем, но и перед пассажиром, а также с боков — в дверях, стойках кузова (некоторые модели автомобилей имеют их принудительное отключение из-за того, что пассажиры и водители с больным сердцем могут не выдержать их ложного срабатывания); сиденья с активными подголовниками, "выбирающими" зазор между головой человека и подголовником, если автомобиль получил в процессе ДТП удар сзади; передний бампер, поглощающий часть кинетической энергии при столкновении; травмобезопасные детали внутреннего интерьера пассажирского салона.

Для ранжирования критериев на первом этапе воспользуемся методом экспертных оценок. Все критерии оцениваются экспертами числом от 0 до 1. Обозначим эту оценку C_i^k, где i — номер критерия ($i = 1,..., m$), k — номер эксперта ($k = 1,..., n$). По оценкам экспертов строится результирующее ранжирование критериев на основе модификаций турнирных методов работ [2, 3]. При этом i-й критерий более важен по сравнению с j-м критерием, только в том случае, когда

Рис. 1. Подушка безопасности в рулевой колонке

Рис. 2. Подушки безопасности, размещённые в салоне

ему отдали предпочтение большее количество экспертов, т. е. $C_i^k > C_j^k$.

На основании этого строится упорядочение критериев в виде квадратной матрицы 1 (в таблице), элементы которой определяются характером взаимодействия i-го и j-го критериев по формуле 2. Суммы "положительных" и "отрицательных" нормированных оценок, определяемых зависимостями 3. Здесь $U_+(X)$ — единичная функция, а величина $\overline{X}_{ij}^k$ определяется формулой 4. Таким образом, если $\varphi_{ij} = 1$, то i-й критерий важнее j-го. В противном случае $\varphi_{ij} = 0$. Если $0 < \varphi_{ij} < 1$, то это свидетельствует о "размытости" оценки, данной экспертами и характеризует степень её неопределённости. Максимальная неопределённость в определении предпочтения одного критерия (фактора) над другим возникает при $\varphi_{ij} = 0{,}5$.

Для определения характеристической (функции важности критериев оценки пассивной защиты автомобиля) используем турнирный показатель, определяемый приведённой суммой "очков", набранных i-м критерием при сравнении его со всеми другими критериями (формула 5). При этом выполняется условие 6.

Для определения характеристической функции (ХФ) используем аксиоматический подход [2, 3], в соответствии с которым концепция оценивания формируется в виде аксиом, позволяющих однозначно определить оценку достаточности пассивной защиты автомобиля по различным критериям. Пусть в критериальном пространстве Re^m, имеющем m измерений (m — количество критериев), отображается в виде точек множество из n_b вариантов пассивной защиты автомобиля (имеются векторные оценки). Там же заданы поверх-

№	Формула	Примечания
1	$\Phi = \lVert\varphi_{ij}\rVert^n$	φ_{ij} — элементы матрицы, определяемые характером взаимодействия i-го и j-го критериев
2	$\varphi_{ij} = \frac{\xi_{ij}^+}{n}\left[1 + \frac{\xi_{ij}^-}{n}\right]$	n — количество экспертов, ξ_{ij}^+; ξ_{ij}^- — суммы "положительных" и "отрицательных" нормированных оценок
3	$\xi_{ij}^+ = \sum_{k=1}^{n}\left[X_{ij}^k U_+\left(\overline{X_{ij}^k}\right)\right]$; $\xi_{ij}^- = \sum_{k=1}^{n}\left[X_{ij}^k U_+\left(-\overline{X_{ij}^k}\right)\right]$	$U_+(X) = \begin{cases} 0, x \leqslant 0 \\ 1, x > 0 \end{cases}$
4	$\overline{X_{ij}^k} = \begin{cases} 1, C_i^k - C_j^k \geqslant \frac{1}{m-1} \\ (C_i^k - C_j^k)(m-1), \frac{1}{m-1} < C_i^k - C_j^k < \frac{1}{m-1} \\ -1, C_i^k - C_j^k \leqslant \frac{1}{m-1} \end{cases}$	—
5	$\lambda_i = \frac{1 + \sum_{j=1}^{m}\varphi_{ij}}{\sum_{i=1}^{m}\left(\sum_{j=1}^{m}\varphi_{ij} + 1\right)}$	—
6	$\sum_{i=1}^{m}\lambda_i = 1$, $0 \leqslant \lambda_i \leqslant 1$, $i = 1, ..., m$	—
7	$\mu_i(x_i) = 1 - \left(\frac{x_{\text{в}i} - x_{\text{н}i}}{\Delta x_i}\right)^{\gamma_i}$	γ_i — показатель нелинейности, зависящий от ряда факторов ($j = l, ..., m$)
8	$Z_i = \sum_{j=1}^{m} b_i\beta_i(x_{ij})$	β_i — ХФ "ценности" для j-го критерия
9	$\beta_j(x_{ij}) = \begin{cases} 1 - \left\lvert\frac{x_{\text{в}j} - x_{ij}}{Dx_j}\right\rvert^{g_j + d_j}, x_{ij} \leqslant x_{\text{н}j} \\ 1 - \left\lvert\frac{x_{\text{в}j} - x_{ij}}{Dx_j}\right\rvert^{g_j}, x_{\text{н}j} \leqslant Jx_{ij} \leqslant Jx_{\text{в}j} \\ 1, x_{ij} > x_{\text{в}j} \end{cases}$	γ_j — показатель, определяющий характер изменения ХФ в интервале

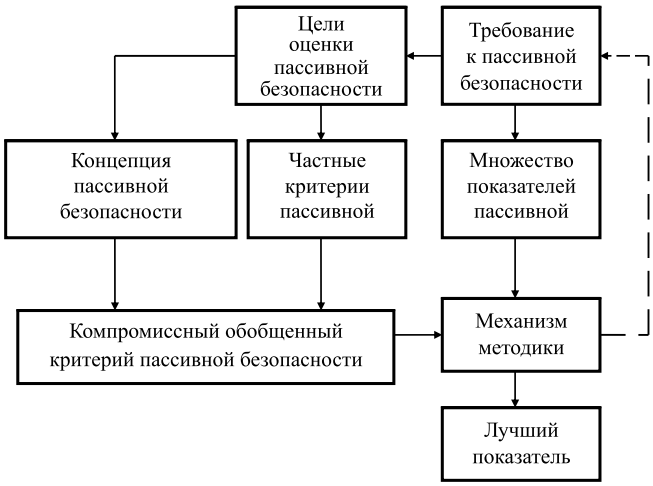


Рис. 3. Структурно-логическая схема оценки пассивной безопасности автомобиля

ности, определяемые минимально допустимыми нижним и верхним уровнями достаточности по каждому из критериев. Так как критерии имеют разные единицы измерения, то во всякой точке $x_1, ..., x_m$ критериального пространства Re^m нельзя непосредственно сравнить величины x_i и x_j при $i \neq j$. Кроме того, неопределённость (размытость) в оценках уровней важности достаточности по каждому из критериев, характеризуемая нижней и верхней границами, не позволяют достоверно отнести объект к подмножеству D некоторого множества E, рассматриваемых объектов. Здесь D — подмножество объектов с оценками, превышающими уровни достаточности. Предлагается найти ХФ $\mu_i(x_i)$, устанавливающую нечёткую принадлежность объекта $x_i \in E$ подмножеству D, или другими словами, определить нечёткое подмножество D.

Таким образом, задача заключается в определении одномерных ХФ $\mu_i(x_i)$ устанавливающих нечёткую ("размытую") принадлежность средств пассивной защиты автомобиля к классу достаточных по каждому j-му критерию.

Введём следующие аксиомы: 1) Если значение критерия x_i равно нижней границе достаточности, то ХФ равна нулю, если значение критерия x_i равно верхней границе достаточности, то ХФ равна 1; 2) Нормирующей величиной ХФ является разность между верхней и нижней границами уровня достаточности $\Delta x_i = |x_{вi} - x_{нi}|$. Этим аксиомам удовлетворяет ХФ вида 7.

Примем, что при $x_{нi} \leq x_i \leq x_{вi}$ величина γ_i больше нуля и не изменяется, при $x_i < x_{нi}$ $\gamma_i = 0$, а при $x_i > x_{вi}$ $\mu_i(x_i) = 1$. Чем больше показатель γ_i, тем больше "ценность" возрастания критерия от нижней границы уровня достаточности, по сравнению с возрастанием критерия при приближении к верхней границе уровня достаточности.

Под интегральным показателем достаточности будем понимать линейную комбинацию оценок по отдельным критериям с вектором коэффициентов 8 [7]. Характеристическая функция "ценности" $\beta_i(x_{ij})$ определяет относительную ценность рассматриваемого i-го варианта на оси j-го критерия по сравнению с заданным уровнем достаточности. Вычисление ХФ $\beta_i(x_{ij})$ производится по зависимостям 9.

Варианты пассивной защиты должны быть проранжированы в соответствии со значением интегрального показателя достаточности. Чем он выше, тем лучше вариант пассивной защиты автомобиля при принятых во внимание критериях. При $Z \leq 0$ вариант оценки должен быть исключен из рассматриваемых, так как его оценки по основным критериям находятся ниже допустимых. При $Z = 1$ вариант оценки пассивной защиты автомобиля достаточен по всем критериям.

Структурно-логическая схема для оценки показателя пассивной безопасности автомобиля показана на рис. 3. Алгоритм поиска интегрального показателя реализован на ЭВМ ЕС-1841 в виде экспертной программы "Выбор", позволяющей решать задачи многокритериального выбора или ранжирования конечного множества различных вариантов пассивной защиты автомобиля. Также возможно её применение для анализа влияния количества и вида критериев, уровня предъявляемых требований к пассивной защите автомобиля по каждому из критериев, на результаты ранжирования вариантов из заданной конечной выборки. В этом случае использование программы возможно на любом из этапов выработки и принятия решения.

В случае расхождения результатов итогового ранжирования возможно выявление внутренних противоречий во мнениях отдельных экспертов на основании анализа результатов программного расчёта весовых коэффициентов и сравнения их с весовыми коэффициентами, предлагаемыми экспертами, что позволит избежать субъективных ошибок в принятии решений. Применение программы целесообразно с точки зрения контроля выполнения требований пассивной защиты автомобиля и выбора из числа конкурирующих вариантов наиболее рационального с точки зрения интегрального удовлетворения предъявляемым требованиям. С помощью программы возможно обоснование принимаемого решения по элементам пассивной защиты автомобиля с точки зрения выделения требуемых денежных, материальных, временных и других ресурсов.

Литература

1. Кини Р.Л., Райфа Х. Принятие решений при многих критериях: предпочтения и замещения: Пер. с англ. — М.: Радио и связь, 1981. — 560 с.
2. Литвак Б.Г. О разрешающей способности принципов выбора при экспертных оценках // А и Т. (Автоматика и Телемеханика). — 1991. — № 2. — С. 162—170.
3. Литвак Б.Г. Экспертная информация. Методы получения и анализа. — М.: Радио и связь, 1982.
4. Вентцель Е.С. Исследование операций: задачи, принципы, методология. — М.: Наука, 1980.
5. Мучник И.Б., Ослон А.А. Методы построения интегрального показателя (обзор) // А и Т. (Автоматика и Телемеханика). — 1984. — № 10. — С. 5—23.
6. Авен П.О. Построение интегрального показателя в критериальном пространстве // А и Т. (Автоматика и Телемеханика). — 1985. — № 4. — С. 87—91.
7. Заде Л.А. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближённого решения. — М.: Мир, 1976. — 165 с.

Содержание

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Белоусов Б.Н., Добромиров В.Н., Аврамов Д.В., Мартынов Н.В. — Автомобиль и экология 1

Фомин В.М., Апелинский Д.В. — Совершенствование показателей сгорания альтернативных видов топлива для транспортных средств 7

Яманин А.И. — Особенности динамики двигателей с шеститактным рабочим процессом. 12

Свияженинов Е.Д. — Роторный золотниковый мультипликатор непрерывного распределения топлива 18

Гладов Г.И., Жеглов Л.Ф. — Анализ манёвренности многозвенных автопоездов с управляемыми колёсами прицепных звеньев 23

Черепанов Л.А., Гордеев Д.А. — Разработка математической модели проезда единичной неровности автомобилем с нелинейными ограничителями хода в подвеске 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Разговоров К.И. — Исследование маркировочных обозначений автотранспортных средств 32

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Дубовик Е.А. — Экспертные оценки пассивной безопасности автомобиля 37

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
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. — *канд. экон. наук, 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 имени 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 Белорусско-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 09.06.2019. Подписано в печать 22.07.2019.
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 рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную 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.