Грузовик с приложением

6
2013

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

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

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

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

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

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

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

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

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Конструкция

2 *Перчаткин Ю. В., Щурин К. В., Миркитанов В. И.* Совершенствование технических требований к прицепному тракторному транспорту

6 *Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшин В. В.* Индукторный генератор с торцевым возбуждением для транспортных средств

10 *Назаров А. Д.* Углы расположения противовесов коленчатого вала при оптимальном способе их размещения и уравновешенность двигателей V8

Практика

15 *Хазиев А. А., Лаушкин А. В., Горина Е. Б.* Причины изменения свойств моторного масла

17 *Васькина Е. В., Коновалов И. А., Петухов М. Ю., Хазиев А. А.* Условия срабатывания фронтальных подушек безопасности автомобилей при ДТП

Эксплуатация. Ремонт

20 *Катаргин В. Н., Писарев И. С., Хмельницкий С. В.* Анализ применимости и целесообразности восстановительного ремонта агрегатов автомобилей в современных условиях

Исследования. Расчет

24 *Тарасик В. П., Плякин Р. В., Романович Ю. С., Савицкий В. С., Регина В. В.* Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования

37 *Клепик Н. К., Нгуен Суан Хиен.* Применение корреляционно-регрессионного анализа при оценке однородности параметров транспортных средств

Экология

40 *Вальехо Мальдонадо П. Р., Гусаков С. В., Девянин С. Н., Марков В. А., Пономарев Е. Г.* Экспериментальное определение кинетических констант воспламенения биотоплив в условиях ДВС

48 *Abstracts of articles*

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

УДК 629.014.3

Ю. В. Перчаткин, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой автомобилей и автомобильного хозяйства Орского гуманитарно-технологического института (филиала) Оренбургского государственного университета,
К. В. Щурин, д-р техн. наук, профессор, декан транспортного факультета Оренбургского государственного университета, e-mail: tteng@mail.ru,
В. И. Миркитанов, д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей Оренбургского государственного университета

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ТРЕБОВАНИЙ К ПРИЦЕПНОМУ ТРАКТОРНОМУ ТРАНСПОРТУ

Проведен сравнительный анализ характеристик автомобильного и тракторного прицепного состава и указаны преимущества последнего в усложненных дорожных условиях. Рассмотрены новые технические требования, введенные при разработке ГОСТ Р 52746—2007 "Прицепы и полуприцепы тракторные. Общие технические требования". Даны предложения по совершенствованию стандарта, в том числе в части тормозных свойств тракторного прицепного транспорта.

Ключевые слова: *прицепы тракторные, стандартизация, безопасность, тормозные свойства.*

Тракторный транспорт находит широкое применение в различных отраслях экономики. Этому способствует его лучшая, по сравнению с автомобильным транспортом, проходимость, меньшая зависимость от погодных факторов, низкий уровень повреждающего воздействия на опорную поверхность.

Современные транспортные агрегаты на базе колесных тракторов представляют собой блочно-модульные конструкции, в которых трактор выполняет функцию универсального энергетического, а прицеп — транспортного модуля. Взаимосвязь между этими модулями определяет конструкцию каждого из них.

Современный колесный трактор, используемый на транспортных работах — это, как правило, колесная полноприводная машина, оснащенная экологичными (мало повреждающими почву) движителями, экономичным, удовлетворяющим экологическим требованиям двигателем, многодиапазонной КП с автоматическим переключением передач без разрыва потока мощности (или автоматической бесступенчатой трансмиссией), обеспечивающими замедленные скорости от 0,095 км/ч и транспортные скорости до 50 км/ч и выше.

Основные тенденции, действующие в настоящее время в мировом и отечественном тракторостроении, заключаются в повышении производительности и снижении удельного расхода топлива.

В таблице приведены рекомендуемые технические и технологические требования к сельскохозяйственным колесным тракторам, поставляемым российским сельхозпроизводителям.

Устанавливаемые технические требования к отечественным колесным тракторам приближают их технический уровень к уровню мирового тракторостроения.

Аналогичные задачи выдвигаются применительно к прицепному составу к колесным тракторам.

Номенклатура тракторных прицепов в настоящее время более обширна, чем номенклатура тракторов, с которыми они агрегатируются (рисунок). Это обусловлено большим разнообразием перевозимых грузов, широким диапазоном условий эксплуатации и другими факторами. Перед отечественными производителями, выпускающими тракторный прицепной состав, стоит задача совершенствования данных транспортных средств с целью повышения их технического уровня и конкурентоспособности.

Действующие и рекомендуемые нормативы качества колесных тракторов

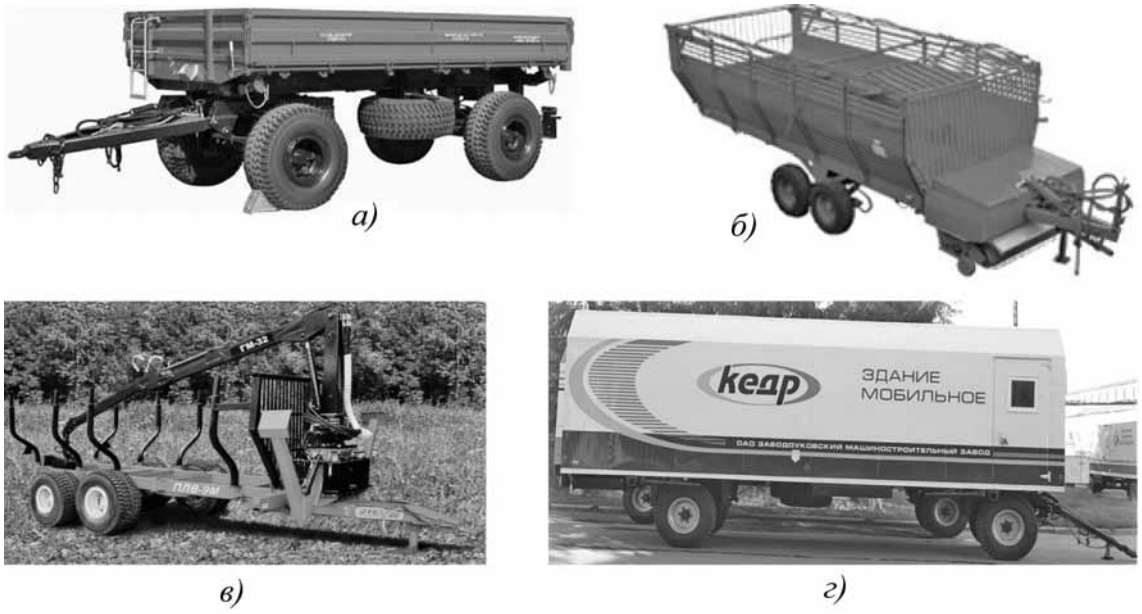
Наименование показателя	Тяговый класс трактора						
	действующий			рекомендуемый			
	3	4	5	3	4	5	8
Диапазон скоростей движения, км/ч	30		33	До 40			
Буксование, %	14—16			12			
Наименьший радиус поворота, м для тракторов общего назначения для универсально-пропашных тракторов	 5—7 4,5	 6—7 4,5	 7—8 4,5	 5,5 4,5	 6,0 4,5	 6,5 4,5	 8 4,5
Удельный расход топлива, г/кВт · ч	230—240			До 200			

Развитие данных транспортных машин в современных условиях заключается в повышении их технико-экономических показателей и обеспечении оптимальной номенклатуры по условиям ресурсных и экономических ограничений.

Наибольшее распространение тракторный транспорт получил в сельскохозяйственном производстве.

Сельскохозяйственные перевозки как в нашей стране, так и за рубежом, осуществляются автомобильным и тракторным транспортом. При этом автомобильный транспорт используется преимущественно на дорогах общего назначения, при вывозке сельхозпродукции из мест ее производства в места хранения и переработки. Тракторный транспорт используется на внутрихозяйственных перевозках, с выездом на поле, поскольку он обладает существенно меньшим удельным давлением на почву, что является важным фактором сохранения ее плодородия. В условиях нашей страны широкому распространению тракторного транспорта способствует также его значительно лучшая проходимость и меньшая зависимость от погодных условий.

Расширению номенклатуры тракторных прицепов способствует то обстоятельство, что они являются базовыми конструкциями для различных транспортных и транспортно-технологических машин, применяемых в различных областях (нефте- и газодобыча, коммунальная, дорожно-строительная



Современные тракторные прицепы и полуприцепы и транспортно-технологические машины на их базе:

а — прицеп самосвальный модели 85261; *б* — прицеп-подборщик ТПФ-45; *в* — полуприцеп лесовозный ПЛВ-9М; *г* — прицеп-вагон "Кедр"

техника и т. д.). На шасси тракторных прицепов изготавливаются мобильные здания различного назначения, нашедшие широкое применение в отдаленных и труднодоступных районах.

Применение именно тракторных, а не автомобильных прицепов в качестве базы указанных мобильных машин объясняется их лучшей приспособленностью к эксплуатации в усложненных дорожных условиях и в условиях бездорожья. Такие свойства тракторные прицепы приобретают за счет применения широкопрофильных шин и за счет более прочных по сравнению с автомобильными прицепами несущей и ходовой системами.

Требования к конструкции и безопасности тракторных прицепов в настоящее время регламентируются ГОСТ Р 52746—2007 "Прицепы и полуприцепы тракторные. Общие технические требования". Данный стандарт фиксирует достигнутые результаты в области создания безопасных конструкций прицепов, обеспечивает охрану окружающей среды, совместимость и взаимозаменяемость в составе тракторных поездов. По сравнению с ранее действовавшим одноименным стандартом ГОСТ 10000—75 в нем содержится ряд требований, существенно повышающих технический уровень данных транспортных машин.

Одним из существенных изменений по сравнению с ранее действующим стандартом является расширение области применения: ГОСТ Р 52746—2007 распространяется на все типы тракторных прицепов и полуприцепов, а не только самосвальные, как это было предусмотрено ГОСТ 10000—75, принято в EN1853:1999 и, например, в разработанном на базе последнего документа стандарте Республики Беларусь СТБ ЕН 1853—2006.

Кроме этого, в качестве объекта стандартизации, наряду с тракторными прицепами и полуприцепами, признаны шасси тракторных прицепов и полуприцепов.

Необходимость выделения шасси в качестве объекта стандартизации вызвано широким распространением в настоящее время данных изделий, изготавливаемых для комплектации специальных транспортных и транспортно-технологических средств, таких как вагоны-дома, прицепы с установленным технологическим оборудованием и т. д. Установление технических требований к шасси дает возможность сертифицировать эти изделия производителями и поставщиками, что существенно упрощает сертификацию полнокомплектных машин, выполненных на их базе.

Установлены новые конструктивные требования: к вертикальной статической нагрузке на тяговый крюк трактора от сцепной петли полуприцепа (не менее 3 % массы порожнего полуприцепа и не менее 500 Н при разгрузке); введены задние защитные устройства в соответствии с Правилами ЕЭК ООН № 58; требования по минимальному углу поворота поворотных тележек прицепов (не менее 90°), требования к ступенькам и лестницам для подъема на платформу.

Введены новые требования для прицепов и полуприцепов по стойкости лакокрасочного покрытия, по возможности подкрашивания или перекрашивания красками естественной сушки.

Подверглись изменениям некоторые эргономические показатели. В частности, по величине допустимого усилия при подъеме бортов платформы они унифицированы с соответствующими требованиями для автомобильных прицепов. Введены дополнительные эргономические показатели, в том числе по величине усилия при подъеме запасного колеса.

Изменены требования по устойчивости прямолинейного движения в соответствии с действующим законодательством в сфере дорожного движения, по маркировке (введена возможность маркировки по ГОСТ Р 51980—2002 "Транспортные средства. Маркировка. Общие технические требования") с использованием идентификационного номера транспортного средства (VIN).

Существенному пересмотру подвергнуты требования безопасности. Введено обязательное оборудование прицепов и полуприцепов несъемными предохранительными цепями (тросами) и противооткатными упорами, с условием обеспечения неподвижного положения прицепов и полуприцепов на уклоне до 15 %.

Изменены требования к методам определения эффективности рабочей тормозной системы прицепов, полуприцепов и их шасси: наряду с испытаниями типа 0 (при холодных тормозных механизмах) введены испытания типа I (при горячих тормозных механизмах).

Требования к эффективности стояночной тормозной системы унифицированы с соответствующими требованиями для автомобильных прицепов. Введено ранее отсутствующее требование к месту расположения органа управления стояночной тормозной системой.

В целях гармонизации с европейским стандартом EN 1853 "Машины сельскохозяйственные. Прицепы самосвальные. Требования безопасности" введено новое требование к поперечной устойчивости при-

цепов и полуприцепов при задней разгрузке (обеспечение устойчивости при разгрузке на уклоне до 8 %).

Однако, как показала практика, с введением ГОСТ Р 52746—2007 остались нерешенными некоторые вопросы, неопределенность в которых вызывает серьезные проблемы как у производителей тракторных прицепов и машин на их базе, так и у эксплуатационников.

Основной из них — область применения данного стандарта. Стандарт распространяется на тракторные прицепы, полуприцепы и их шасси. За пределами данной области остаются упомянутые выше транспортные и транспортно-технологические машины, выполненные на шасси тракторных прицепов.

На практике это приводит к тому, что в ряде случаев транспортно-технологические машины, выполненные на шасси тракторных прицепов, прицепами не признаются. Наиболее острый характер эта проблема принимает в отношении вагон-домов на шасси тракторных прицепов. Если с аналогичными изделиями на шасси автомобильных прицепов никаких препятствий по их регистрации в органах ГИБДД не возникает, то в отношении тех же изделий на шасси тракторных прицепов региональные управления Гостехнадзора в государственной регистрации нередко отказывают.

Решением проблемы было бы включение в область применения ГОСТ Р 52746—2007 всех транспортно-технологических машин, выполненных на шасси тракторных прицепов.

Важным вопросом, также требующим скорейшего решения, является нормирование тормозных свойств тракторных прицепов. В частности, в указанный стандарт введена возможность использования в конструкциях тракторных прицепов и полуприцепов инерционных тормозных механизмов. Исходя из нашего практического опыта, а также опыта других специализированных испытательных организаций, использование данного тормозного механизма (допускаемого на автомобильных прицепах категории О1 полной массой до 750 кг) в усложненных дорожных условиях и в условиях бездорожья, характерных для тракторного транспорта в нашей стране, сопровождается неуправляемым срабатыванием при наезде трактора на препятствие. Отметим также, что такие тормозные механизмы вследствие своих конструктивных особенностей выходят из строя при больших динамических вертикальных нагрузках, неизбежных при движении по пересеченной местности. Особая опасность при использовании инерционного тормозного механизма заключается в том, что его отказ не диагностируется водителем, в отличие от пневматических тормозов, которые автоматически срабатывают при их повреждении (при падении давления воздуха).

Кроме того, движение задним ходом при коэффициенте сопротивления качения, превышающем величину 0,08, невозможно, вследствие блокировки инерционного тормозного механизма (в соответствии с Правилами ЕЭК № 13, Приложение 12). Это приводит к необходимости его отключения при маневрировании задним ходом, что существенно снижает безопасность, особенно при ограниченной видимости назад с учетом больших габаритных размеров тракторных прицепов.

Положение об отсутствии рабочей тормозной системы (РТС) у прицепов и полуприцепов при их массе не более 50 % массы трактора в снаряженном состоянии практически не имеет смысла. Так, для трактора тягового класса 5 снаряженная масса составляет 12—13 т. Эксплуатировать в штатном режиме на транспортных работах с таким трактором прицеп полной массой 6—6,5 т (грузоподъемностью около 5 т), при том, что тяговые возможности такого трактора позволяют буксировать прицеп полной массой свыше 20 т, экономически нецелесообразно. Вместе с тем, на практике не исключается возможность эксплуатации того же прицепа с трактором класса тяги 1,4, снаряженная масса которого не превышает 3 т. При этом масса прицепа будет существенно превышать массу трактора, и в случае отсутствия рабочей тормозной системы у прицепа обеспечить тормозную эффективность тракторного поезда (тормозной путь, коридор) при торможении в соответствии с действующими нормативами невозможно.

В этом случае неизбежно повышение опасности ДТП с участием данных транспортных средств, последствия и тяжесть которых будут возрастать по мере увеличения скоростных характеристик колесных тракторов, а также в случаях перевозки опасных грузов, характерных для специальных и специализированных транспортных средств, все в большем числе создаваемых на шасси тракторных прицепов.

Устранение нормативных и обусловленных ими конструктивных несоответствий послужит важным фактором повышения технического уровня прицепной тракторной техники, и, соответственно, конкурентоспособности отечественных производителей этих машин.

УДК 629.7.064

Ф. Ф. Пащенко, Л. Е. Круковский, В. В. Торшин
E-mail: optman@inbox.ru

ИНДУКТОРНЫЙ ГЕНЕРАТОР С ТОРЦЕВЫМ ВОЗБУЖДЕНИЕМ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Дается описание оригинального индукторного генератора применительно к транспортному средству. Особенность конструкции состоит в том, что генератор имеет торцевую систему возбуждения. В качестве силовых обмоток и обмоток возбуждения применены соленоидные катушки, надетые на неподвижные стержни. При этом подвижный ротор не содержит обмоток и представляет собой явнополюсную систему, вращающуюся внутри статора или параллельно ему. Машина может быть использована для получения однофазного или трехфазного переменного тока нормальной и повышенной частоты.

Ключевые слова: *транспортное средство (ТС), индукторный генератор, стержни, силовые обмотки, обмотка возбуждения, полюса.*

Современное транспортное средство (ТС) имеет разветвленную систему электроснабжения, состоящую из источника электропитания и множества потребителей электроэнергии. Длина электропроводки автомобиля исчисляется сотнями метров и в некоторых моделях достигает более 3 км. Мощность электрогенератора в легковых автомобилях превышает 3 кВт, а в грузовиках и автобусах может доходить до 10 кВт. Из-за ограниченности подкапотного пространства к источнику электропитания предъявляются повышенные требования. Он должен быть компактным, иметь длительный срок эксплуатации и обеспечивать бесперебойную подачу тока. В то же время генератор должен иметь достаточную надежность, большой ресурс, небольшие массу и габариты, невысокий уровень шума и радиопомех. К генератору автономного ТС предъявляются особо жесткие требования по надежности, так как выход из строя основного источника энергии может привести к аварии. В то же время автомобильные генераторы находятся в сложных условиях эксплуатации, которые определяются повышенной вибрацией, резкими колебаниями частоты вращения двигателя, изменениями нагрузки, запыленностью. Не исключена возможность попадания влаги и масла на детали машины.

Большинство ТС используют генераторы переменного тока, и содержат статор с трехфазной обмоткой и обмотку возбуждения с контактными кольцами. В комплект энергосиловой установки входит также регулятор напряжения и выпрямительный узел. Система возбуждения содержит обмотку и контактные кольца со щетками. Наиболее часто генераторы выходят из строя из-за неисправности контактной системы обмотки возбуждения, а применение клювообразного ротора приводит к повышенному магнитному шуму. В некоторых конструкциях для той же цели под острыми конусами клювов размещается антишумовое немагнитное кольцо, расположенное над обмоткой возбуждения, что ведет к увеличению габаритов. Особенность конструкции ротора затрудняет перемотку обмотки возбуждения при ее перегорании или обрыве, иначе говоря, полюсная система ротора становится неразборной. Коэффициент полезного действия (КПД) автомобильных генераторов не превышает 50 %. При включении мощных потребителей электроэнергии (например, обогревателя заднего стекла, фар и т. п.) и небольшой частоте вращения ротора (малые обороты двигателя) суммарный потребляемый ток может быть больше, чем способен отдать генератор. В этом случае нагрузка ляжет на аккумулятор, и он начнет разряжаться, что может привести к полной разрядке.

Авторами разработан электрический генератор переменного тока оригинальной конструкции, который может найти широкое применение в автомобильной промышленности. Особенность этой индукторной машины заключается в том, что она имеет торцевую систему возбуждения. В качестве обмоток применены соленоидные катушки, надетые на неподвижные стержни, что значительно упрощает

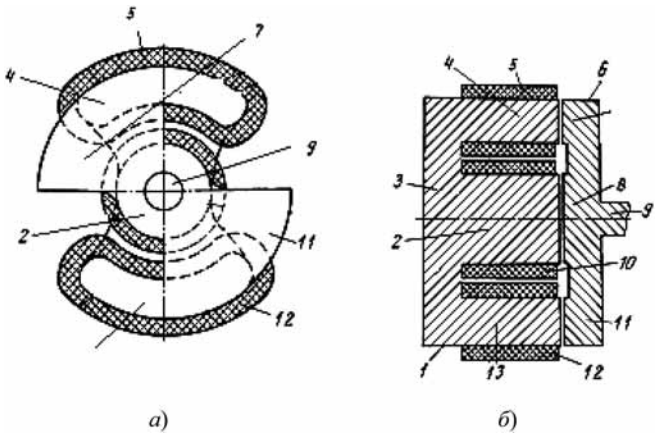


Рис. 1. Принципиальная конструкция машины с двумя стержнями статора равным двум:

а — вид сбоку; *б* — вид со стороны ротора. *1* — неподвижный статор; *2* — центральный цилиндрический сердечник; *3* — общее основание; *4* — боковой стержень; *5* — силовая обмотка; *6* — плоский ротор; *7* — полюс ротора; *8* — центральная цилиндрическая часть ротора; *9* — приводной вал ротора; *10* — обмотка возбуждения; *11* — полюс ротора; *12* — силовая обмотка; *13* — боковой стрежень

технологию изготовления. При этом сам подвижный ротор не содержит обмоток и представляет собой явнополюсную магнитопроводящую фигурную болванку, вращающуюся внутри или параллельно стержням статора. Машина может быть использована для получения однофазного или трехфазного переменного тока нормальной и повышенной частоты, что позволяет использовать генератор и при низких частотах вращения.

Однофазный индукторный генератор с торцевым возбуждением для транспортного средства устроен следующим образом. Неподвижный статор *1* (рис. 1, *а*, *б*) состоит из центрального цилиндрического сердечника *2* и двух боковых стержней *4* и *13*, расположенных вокруг и симметрично по отношению к сердечнику *2*. Сердечник и стержни (полюса) имеют общее основание *3*. Торцевые части стержней выполнены в виде секторов с длиной дуги, равной $\pi/2$, и их оси направлены параллельно оси сердечника. На стержни намотаны силовые соленоидные катушки *5* и *12*. Цилиндрическая обмотка возбуждения *10* насажена на полюс ротора *7*, ось которого параллельна направлению стержней. Впрочем, если нет жестких требований к регулированию напряжения, сердечник полюса ротора может быть выполнен в виде постоянного магнита. В этом случае обмотка возбуждения не требуется или может быть уменьшена по числу витков. Рядом со статором расположен явнополюсный ротор *5*, который имеет центральную часть *8*, примыкающую с зазором к сердечнику статора *2* и два полюса *6* и *11*, выполненных в виде секторов с длиной дуги, $\pi/2$, т. е. равной длине дуги секторов стержней статора. Площадь сечения сектора полюсов *4* и *13* статора и *7* и *11* ротора равна площади сечения секторов стержней статора.

Вал *9* ротора связан с механизмом, приводящим ротор во вращение. Этот вал установлен на подшипниках качения или скольжения.

Если ставится задача снижения веса и габаритных размеров ротора, то торцевые поверхности боковых стержней статора могут быть направлены к оси сердечника (рис. 2). При этом стержни *1* и *3* имеют дополнительные наконечники *5* и *11*, направленные в сторону полюсов *6* и *3* ротора *9*. Ротор *9* в таком случае установлен с внутренней стороны по отношению к стержням *5* и *11* статора, а поверхности полюсов ротора *6* и *9* также расположены параллельно поверхности наконечников стержней *5* и *11* статора.

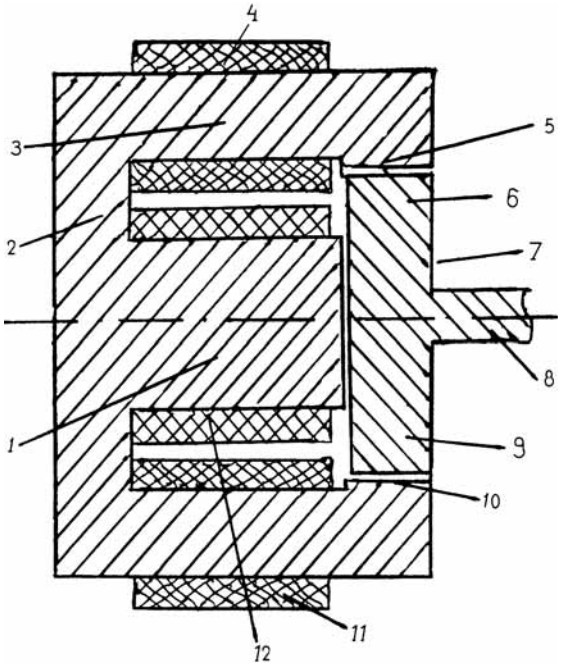


Рис. 2. Генератор, торцевые поверхности боковых стержней статора которого направлены к оси сердечника

1 — центральный цилиндрический сердечник; *2* — общее основание; *3* — боковой стержень; *4* — силовая обмотка; 5 — полюс статора; *6* — полюс ротора; *7* — плоский ротор; *8* — приводной вал ротора; 9 — второй полюс ротора; *10* — полюс статора; *11* — обмотка статора; *11* — полюс ротора; *12* — обмотка возбуждения

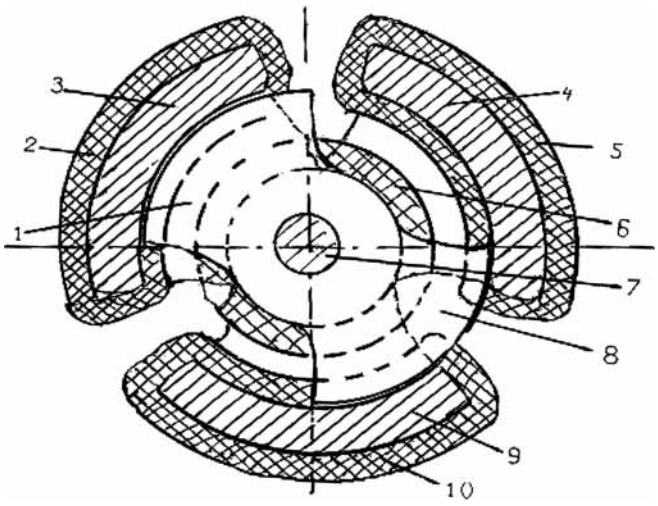


Рис. 3. Принципиальная конструкция трехфазного генератора:

1 — полюс ротора; *2* — силовая обмотка полюса статора; *3* — полюс статора; *4* — второй полюс статора; *5* — силовая обмотка статора; *6* — обмотка возбуждения; *7* — вал ротора; *8* — полюс ротора; *9* — третий полюс статора; *10* — силовая обмотка статора

Трехфазная машина выполнена аналогично однофазной. Отличие трехфазной машины (рис. 3) заключается в том, что число стержней статора равно трем, которые обозначены *2*, *4* и *10*. Соответственно, каждый из стержней снабжен силовой обмоткой *2*, *5* и *10*. Сердечник и стержни имеют общее основание. Торцевые части стержней выполнены в виде секторов с длиной дуги, равной $\pi/2$, и расположены параллельно оси сердечника. Ротор располагается либо параллельно торцевым частям статорных стержней как на рис. 1 либо с внутренней стороны по отношению к стержням статора, как на рис. 2. При этом стержни должны иметь дополнительные наконечники, наподобие наконечников *5* и *10*, как на рис. 2.

Обмотка сердечника может быть подключена к приемнику электрической энергии через выпрямители, установленные на выходе силовых обмоток стержней (на рис. не показано).

В качестве материала для изготовления статора может быть использован магнитодиэлектрик, а для цилиндрического сердечника — магнитотвердый материал или магнитодиэлектрик.

Индукторный генератор с торцевым возбуждением действует следующим образом. В цилиндрическом сердечнике с помощью обмотки возбуждения или постоянного магнита формируется основной магнитный поток Ф. В машине создана цепь прохождения магнитного потока от сердечника через полюса ротора и стержни. Во время движения ротора каждый его полюс замыкает или разрывает эту цепь в соответствующем стержне При любых изменениях магнитного поля ф в обмотках стержней, согласно закону Максвелла, будет генерироваться ЭДС "е" в соответствии с формулой:

$$e = -w^{\chi} d\text{ф}/dt, \qquad (1)$$

где w — число витков соответствующей силовой обмотки, $d\text{ф}/dt$ — изменение магнитного поля, проходящего через оси силовых обмоток. Форма кривой изменения магнитного потока определяется конструктивными параметрами секторов стержней и полюсов статора, а именно площадью перекрытия секторов стержней и полюсов ротора. Подбирая конфигурацию сечения указанных секторов стрежней и полюсов ротора, можно добиться получения формы кривой изменения магнитного потока, близкой к синусоидальной. При этом кривые ЭДС не проходят через нуль, как это показано на рис. 4 для трехфазной машины. Характер изменения ЭДС определяется формулой (1).

Однофазный генератор (фиг. 1, 2) может быть использован для маломощных систем, его отличает простота исполнения. Что касается конструкции ротора (см. рис. 1 или рис. 2), то следует отметить, что ротор *7*, установленный внутри статора, обладает наименьшей массой. Однако конструкция статора несколько усложняется из-за дополнительных наконечников *11*. Достоинство генератора заключается в повышенной пульсации магнитного потока, что

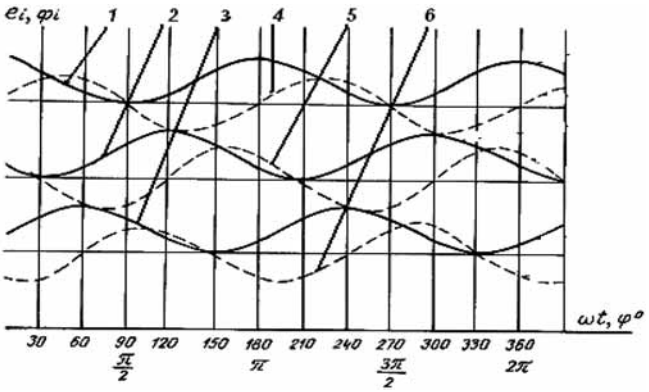


Рис. 4. *1*, *2* и *3* — графики напряжений в силовых обмотках трехфазного генератора; *4*, *5*, *6* — графики изменений магнитных потоков в стержнях

существенно для маломощных нагрузок, получающих питание через выпрямитель, так как снижается пульсация в цепи постоянного тока.

В генераторе, в котором общее число стержней статора равно трем (рис. 3), формируется стандартная трехфазная система ЭДС (рис. 4). Обмотки стержней можно соединять в звезду или треугольник, добиваясь требуемого напряжения. Для получения стандартной частоты переменного тока 50 Гц вращение ротора необходимо снижать в два раза в сравнении со стандартным генератором.

Достоинствами предложенного генератора являются:

отсутствие обмоток на подвижной части машины и отсутствие контактных колец, что обеспечивает высокую надежность;

простота конструкции, определяемая тем, что для силовых обмоток и обмотки возбуждения применены соленоидные катушки, надеваемые на соответствующие сердечники, что значительно упрощает технологию производства и ведет к снижению стоимости изделия;

в машине отсутствуют лобовые части, что означает резкое снижение габаритных размеров генератора;

генератор имеет низкий магнитный шум, за счет снижения пульсации магнитного потока; повышенный по сравнению с аналогами КПД машины, за счет снижения пульсации в стали;

возможность работы генератора на пониженных оборотах ДВС, благодаря увеличенной частоте тока;

снижены масса и габаритные размеры ротора, что упрощает компоновку машины в ограниченном подкапотном пространстве.

Рассматриваемый генератор может быть использован и в других отраслях техники как малогабаритный, надежный и относительно недорогой источник переменного тока.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Патент** на изобретение: № 2454775 Российской Федерации, МПК H02K10|24 (2006.01) "Индукторный генератор с торцевым возбуждением" (текст), Ф. Ф. Пащенко, Л. Е. Круковский, В. В. Торшин. Заявитель и патентообладатель ИПУ РАН РФ. — 2011110755, заявл. 28.02.11, опубл. 27.06.12, Бюл. № 18 — 4 с.
2. **Василевский В. И., Купеев Ю. А**. Автомобильные генераторы. М., "Транспорт", 1978.
3. **Данов Б. А., Рогачев В. Д.** Электронные приборы автомобилей. М., "Транспорт", 1996.

"Бошунг КАМА" порадует коммунальщиков

ООО "Бошунг КАМА", совместное предприятие и стратегический партнер компаний "КАМАЗ" и Boschung, представило образцы новой спецтехники — крупные машины для уборки дорог, а также малогабаритную технику для работы на тротуарах.

Оборудование производства "Бошунг КАМА" устанавливается на шасси КАМАЗ. Главная особенность этого продукта в том, что машины используются круглый год. Зимой на шасси устанавливается распределительное оборудование, которое выпускается с широким диапазоном бункеров для противогололедных материалов. Летом монтируются пылесосы, оборудование для промывки ограждений и поливочно-моечные системы.

Помимо этого, "Бошунг КАМА" может поставить коммунальным службам дорожно-уборочную машину на шасси КАМАЗ-53605 с навесной подметальной машиной S600-K. Эта модель снабжена системой быстрой смены агрегатов с зимнего "режима" на летний, что упрощает монтаж-демонтаж оборудования. Благодаря двойной системе дисковых щеток ширина подметания достигает 3 м. Коммунальщикам понравится и дорожно-уборочная машина на шасси КАМАЗ-6522 с навесной моечной установкой типа BPS, с выдвижной моечной балкой, насосом высокого давления Hartz и водяным баком на 12 м^3.

Малогабаритная техника представлена в виде вакуумно-подметальных машин "S3" и "Pony". Их главное преимущество — маневренность, что позволит коммунальщикам работать на узких улицах. К тому же эти автомобили могут использоваться круглый год.

ООО "Бошунг КАМА" — совместное предприятие по выпуску коммунальной техники, созданное КАМАЗом в партнерстве со швейцарской компанией "Бошунг Холдинг АГ" и базирующееся на площадях КАМАЗа.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 629.113

А. Д. Назаров, академик, д-р техн. наук
E-mail: mnazarov@sabainc.com

УГЛЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРОТИВОВЕСОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПРИ ОПТИМАЛЬНОМ СПОСОБЕ ИХ РАЗМЕЩЕНИЯ И УРАВНОВЕШЕННОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ V8

Приведены формулы для расчета массы противовесов коленчатого вала при оптимальном способе уравновешивания двигателей V8. Они применимы для варианта, когда находящиеся на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала противовесы расположены в плоскости его 1 и 4-го кривошипов, а углы размещения других противовесов взаимосвязаны и имеют произвольные значения. Изменяя углы расположения установленных на продолжении 2, 7-й и 3, 6-й щек коленчатого вала противовесов в определенных пределах можно добиться уменьшения их массы. Предложенные методика и формулы позволяют определить массогеометрические параметры (МГП) противовесов коленчатого вала и фактическую уравновешенность двигателей V8. Это следует учитывать при проектировании, производстве и оценке действительной уравновешенности двигателей V8, расчете МГП противовесов их коленчатого вала.

Ключевые слова: *двигатели V8, уравновешенность, коленчатый вал, противовесы, массогеометрические параметры, углы расположения.*

При проектировании, изготовлении и ремонте V-образных восьмицилиндровых автотракторных двигателей большое внимание уделяется вопросам обеспечения их фактической уравновешенности. Это связано с тем, что показатели изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников коленчатого вала, надежность, долговечность и вероятность безотказной работы (ВБР), вибрации и шум новых и прошедших капитальный ремонт двигателей V8 при прочих равных условиях и факторах определяются их действительной уравновешенностью. Действующий в двигателях V8 и нарушающий их уравновешенность свободный суммарный неуравновешенный момент M_{R_o} [1] уравновешивают путем установки противовесов на продолжении отдельных или всех щек коленчатого вала [1—5]. Чаще всего указанный момент уравновешивают, размещая противовесы коленчатого вала на продолжении 1, 2, 3, 6, 7 и 8-й его щек [1—3, 6]. Поэтому большое практическое значение имеет всестороннее исследование данного способа уравновешивания двигателей V8.

Центробежные силы инерции, вызываемые масс-о-геометрическими параметрами (МГП) всех противовесов коленчатого вала двигателей V8, взаимно уравновешиваются. Такое положение справедливо для всех существующих способов уравновешивания двигателей V8. При этом упомянутые силы приводят к появлению суммарного момента центробежных сил инерции $M_{во}$ от МГП противовесов коленчатого вала. Он уравновешивает момент M_{R_o}. Это достигается только в том случае, если при расчете уравновешенности двигателей V8 и МГП противовесов коленчатого вала обеспечивается равенство значений M_{R_o} и $M_{во}$, углов α_{R_o} и $\alpha_{во}$ их действия при противоположном направлении векторов этих моментов [1, 4]. Эти требования являются основными при расчете уравновешенности двигателей V8 и МГП противовесов коленчатого вала. Они должны обеспечиваться для всех существующих способов уравновешивания.

Работа посвящена уравновешиванию двигателей V8 при оптимальной схеме размещения противовесов коленчатого вала. При данном способе уравновешивания двигателей V8 противовесы коленчатого вала располагаются на продолжении 1, 2, 3, 6, 7 и 8-й его щек. В случае применения рассматриваемого способа, наряду с обеспечением указанных выше основных требований, необходимо соблюдение дополнительных условий, приведенных в работе [6]. Установлено, что при исследуемом способе существуют 50 вариантов уравновешивания двигателей V8 [6]. Из них наибольший научный и практический инте-

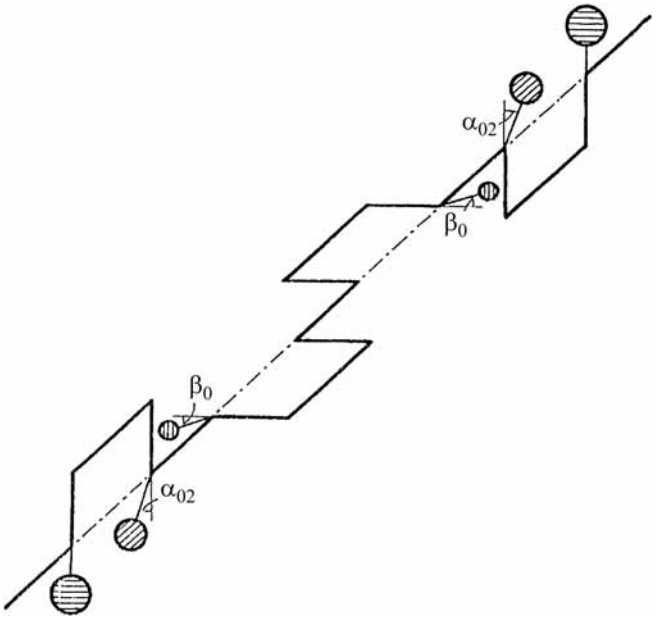


Рис. 1. Схема размещения противовесов коленчатого вала двигателей V8 при оптимальном способе их уравновешивания и варианте 2

рес представляют 10 вариантов расположения противовесов коленчатого вала. Теоретические основы уравновешивания двигателей V8 применительно к варианту 1, соответствующему общему случаю, приведены в работе [6]. Для этого варианта углы размещения всех противовесов коленчатого вала имеют произвольные значения [6].

Ниже представлены результаты исследований применительно к варианту 2. В случае использования данного варианта находящиеся на продолжении 1-й и 8-й щек коленчатого вала противовесы располагаются в плоскости его 1-го и 4-го кривошипов (рис. 1). Углы α_{o2} и β_o размещения находящихся соответственно на продолжении 2, 7, 3 и 6-й щек коленчатого вала противовесов имеют произвольные значения (см. рис. 1). При рассматриваемом варианте исходя из конструктивных особенностей конкретных моделей двигателей V8 и технологии изготовления коленчатого вала в условиях конкретного моторостроительного предприятия устанавливают математическую связь между углами α_{o2} и β_o. После этого определяют влияние этих углов на МГП противовесов коленчатого вала.

Момент $M_{во}$ определяется так:

$$\bar{M}_{во} = \bar{M}_{o1} + \bar{M}_{o2} + \bar{M}_{o3}, \qquad (1)$$

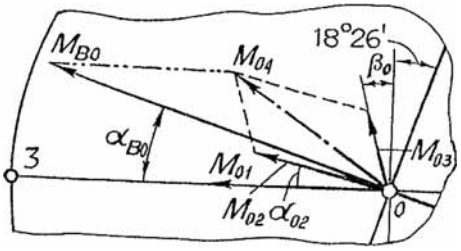


Рис. 2. Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала суммарного момента центробежных сил инерции при оптимальном способе уравновешивания двигателей V8 и варианте 2: 3 — третий кривошип коленчатого вала

где M_{o1}, M_{o2}, M_{o3} — моменты (рис. 2), вызываемые центробежными силами инерции от МГП противовесов, расположенных на продолжении 1, 8, 2, 7, 3 и 6-й щек коленчатого вала, соответственно (см. рис. 1).

Значения указанных моментов вычисляются по выражениям:

$$M_{o1} = m_{в1}\rho_1 l_2\omega^2 c_1;\ M_{o2} = m_{в2}\rho_2 l_2\omega^2 c_2;$$
$$M_{o3} = m_{в3}\rho_3 l_2\omega^2 c_3, \qquad (2)$$

где $m_{в1}$ и ρ_1, $m_{в2}$ и ρ_2, $m_{в3}$ и ρ_3 — масса и расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести противовеса, расположенного на продолжении 1, 2, 3-й щек вала соответственно; l_2 — расстояние между серединами двух соседних шатунных шеек коленчатого вала по оси его вращения (см. рис. 1); ω — угловая скорость коленчатого вала; c_1, c_2 и c_3 — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты [6].

Суммарный момент $M_{во}$ и угол $\alpha_{во}$ его действия (см. рис. 2) рассчитывается по формулам:

$$M_{во} = (M_{вов2} + M_{вог2})0{,}5; \qquad (3)$$

$$\mathrm{tg}\,\alpha_{ов} = M_{вов}M_{вог1}, \qquad (4)$$

где $M_{вов}$ и $M_{вог}$ — вертикальная и горизонтальная составляющие момента $M_{во}$.

Уравнения для определения вертикальной $M_{во1}$, $M_{во2}$, $M_{во3}$ и горизонтальной $M_{го1}$, $M_{го2}$, $M_{го3}$ составляющих моментов M_{o1}, M_{o2}, M_{o3} имеют вид соответственно (см. рис. 2):

$$M_{во1} = 0;\ M_{го1} = M_{o1}; \qquad (5)$$

$$M_{во2} = M_{o2}\sin\alpha_{o2};\ M_{го2} = M_{o2}\cos\alpha_{o2}; \qquad (6)$$

$$M_{во3} = M_{o3}\cos\beta_o;\ M_{го3} = M_{o3}\sin\beta_o, \qquad (7)$$

где: α_{o2} — угол между плоскостями противовесов, находящихся на продолжении 2, 7-й щек, и 1, 4-го кривошипов коленчатого вала; β_o — угол между плоскостями противовесов, находящихся на продолжении 3, 6-й щек, и 2, 3-го кривошипов коленчатого вала (см. рис. 1).

На рис. 1 момент M_{o4} является результирующим (геометрической суммой) моментов M_{o1} и M_{o3}.

С учетом выражений (5)—(7) имеем:

$$M_{вов} = M_{o2}\sin\alpha_{o2} + M_{o3}\cos\beta_o;\ M_{вог} = + M_{o1} + M_{o2}\cos\alpha_{o2} + M_{o3}\sin\beta_o; \quad (8)$$

$$M_{во} = [(M_{o2}\sin\alpha_{o2} + M_{o3}\cos\beta_o)^2 + (M_{o1} + M_{o2}\cos\alpha_{o2} + M_{o3}\sin\beta_o)^2]^{0,5}; \quad (9)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{ов} = (M_{o2}\sin\alpha_{o2} + M_{o3}\cos\beta_o) \times (M_{o1} + M_{o2}\cos\alpha_{o2} + M_{o3}\sin\beta_o)^{-1}. \quad (10)$$

Имея в виду уравнения (2), из формул (9) и (10) для исследуемого варианта получим:

$$M_{во} = a_{к2}m_{в1}\rho_1 l_2\omega^2; \quad (11)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{во} = (\kappa_1 c_2\sin\alpha_{o2} + \kappa_2 c_3\cos\beta_o)\times (c_1 + \kappa_1 c_2\cos\alpha_{o2} + \kappa_2 c_3\sin\beta_o)^{-1}, \quad (12)$$

где $a_{к2}$, κ_1 и κ_2 — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты.

Значения коэффициентов κ_1 и κ_2 вычисляются по приведенным в работе [6] равенствам, а значение параметра $a_{к2}$ составляет:

$$a_{к2} = [(\kappa_1 c_2\sin\alpha_{o2} + \kappa_2 c_3\cos\beta_o)^2 + (c_1 + \kappa_1 c_2\cos\alpha_{o2} + \kappa_2 c_3\sin\beta_o)^2]^{0,5}. \quad (13)$$

Принимая во внимание соотношения для определения значений c_1, c_2 и c_3, приведенные в работе [6], из формул (12) и (13) получаем:

$$\mathrm{tg}\alpha_{во} = [\kappa_1(3-\kappa_o)\sin\alpha_{o2} + \kappa_2(1+\kappa_o)\cos\beta_o] \times [3 + \kappa_o + \kappa_1(3-\kappa_o)\cos\alpha_{o2} + \kappa_2(1+\kappa_o)\sin\beta_o]^{-1}; \quad (14)$$

$$a_{к2} = \{[\kappa_1(3-\kappa_o)\sin\alpha_{o2} + \kappa_2(1+\kappa_o)\cos\beta_o]^2 + [3 + \kappa_o + \kappa_1(3-\kappa_o)\cos\alpha_{o2} + \kappa_2(1+\kappa_o)\sin\beta_o]^2\}^{0,5}. \quad (15)$$

Основываясь на приведенных в работе [6] основных требованиях и условиях при расчете МГП противовесов коленчатого вала и уравновешенности двигателей V8 и зависимости для определения M_{R_o} получены формулы:

$$m_{в1} = 3{,}162a_{в2}r(m_j + 2m_R + m_к + 2\kappa_р m_р + \kappa_м m_м); \quad (16)$$

$$m_{в2} = 3{,}162a_{в2}r\kappa_1(m_j + 2m_R + m_к + 2\kappa_р m_р + \kappa_м m_м); \quad (17)$$

$$m_{в3} = 3{,}162a_{в2}r\kappa_2(m_j + 2m_R + m_к + 2\kappa_р m_р + \kappa_м m_м), \quad (18)$$

где $a_{в2}$ — безразмерный постоянный конструктивный коэффициент (параметр); r — радиус кривошипа коленчатого вала; m_j и m_R — суммарные массы поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ; $m_к$ — масса неуравновешенных частей колена вала; $\kappa_р$ и $\kappa_м$ — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты [6]; $m_р$ — номинальная масса пробки грязесборника в шатунной шейке коленчатого вала; $m_м$ — масса моторного масла в полости грязесборника в шатунной шейке коленчатого вала работающего двигателя.

Для рассматриваемого варианта значение параметра $a_{в2}$ вычисляются так:

$$a_{в2} = \{[\kappa_1(3-\kappa_o)\sin\alpha_{o2} + \kappa_2(1+\kappa_o)\cos\beta_o]^2 + [3 + \kappa_o + \kappa_1(3-\kappa_o)\cos\alpha_{o2} + \kappa_2(1+\kappa_o)\sin\beta_o]^2\}^{-0,5}. \quad (19)$$

Основываясь на формулах (11)—(13) и (16)—(18), а также положениях работы [6], для рассматриваемого варианта рассчитывают массу и определяют расположение противовесов коленчатого вала.

Угол α_{R_o} действия момента M_{R_o} всегда равен 18°26′ [1, 4, 6]. Поэтому для обеспечения равенства значений углов α_{R_o} и $\alpha_{во}$, которое является одним из основных требований при расчете МГП противовесов коленчатого вала и уравновешенности двигателей V8, необходимо наличие соотношения:

$$3[\kappa_1(3-\kappa_o)\sin\alpha_{o2} + \kappa_2(1+\kappa_o)\cos\beta_o] = 3 + \kappa_o + \kappa_1(3-\kappa_o)\cos\alpha_{o2} + \kappa_2(1+\kappa_o)\sin\beta_o. \quad (20)$$

Значения величин $a_{в2}$, m_i, κ_i и r, входящих в выражения (16)—(18), при проектировании двигателей V8 известны. Обычно их устанавливают методом аналогии, расчетным путем, с использованием результатов экспериментальных исследований или исходя из конструктивных, технологических, про-

изводственных, эксплуатационных и ремонтных требований. Основываясь на изложенном и приведенных в работе [6] методиках, формулах и положениях, определяют наружный радиус и угол сектора, конфигурацию и расстояние от оси вращения до центра тяжести находящихся на продолжении 1, 2 и 3-й щек коленчатого вала противовесов, применительно к исследуемому варианту уравновешивания. После этого, по выражениям (16)—(18) вычисляют значения масс $m_{в1}$, $m_{в2}$ и $m_{в3}$ указанных противовесов. Затем, используя зависимости, приведенные в работе [6], рассчитывают толщины противовесов h_1, h_2 и h_3, расположенных на продолжении 1, 2 и 3-й щек коленчатого вала.

В процессе первоначального проектирования и изготовления двигателей V8 используют два метода расчета МГП и конструирования противовесов [6]. Для первого метода справедливы уравнения (16)—(19). При расчете масс $m_{в2}$ и $m_{в3}$ в формулы (17) и (18) необходимо подставлять значения коэффициентов $к_1$ и $к_2$, определенных с использованием приведенных в работе [6] выражений, применительно к первому методу.

Формулы для определения значений масс $m_{в1}$, $m_{в2}$ и $m_{в3}$ при втором методе имеют вид:

$$m_{в1} = 3{,}162 a_{в2} r \rho^{-1}(m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м); \quad (21)$$

$$m_{в2} = 3{,}162 a_{в2} r к_1 \rho^{-1}(m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м); \quad (22)$$

$$m_{в3} = 3{,}162 a_{в2} r к_2 \rho^{-1}(m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м), \quad (23)$$

где ρ — расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести всех его противовесов [6].

Уравнения (14), (15), (19) и (20) справедливы и для рассматриваемого метода. Значения коэффициентов $к_1$ и $к_2$, входящих в них, рассчитывают по приведенным в работе [6] соотношениям применительно ко второму методу.

Основываясь на положениях работы [6], а также формулах (11)—(13), (16)—(19) и (21)—(23) можно заключить, что масса противовесов коленчатого вала при исследуемом варианте уравновешивания определяется конструктивным параметром $\alpha_{в2}$. Из уравнения (19) видно, что при прочих равных условиях и факторах значение упомянутого параметра определяется углами $\alpha_{о2}$ и $\beta_о$ расположения находящихся на продолжении соответственно 2 и 3-й щек коленчатого вала противовесов. Во время первоначального проектирования коленчатого вала углы размещения его противовесов известны. Обычно их определяют методом аналогии, расчетным путем или по результатам специально проводимых экспериментальных исследований. Поэтому, как следует из выражения (19), параметр $\alpha_{в2}$ для конкретных моделей и конструкций двигателей известен и имеет постоянное значение. С учетом изложенного и анализа формулы (19) необходимо подчеркнуть, что путем изменения углов $\alpha_{о2}$ и $\beta_о$ в определенных пределах можно увеличить или уменьшить параметр $\alpha_{о2}$ и, как следствие, массу противовесов коленчатого вала.

Для инженерных расчетов принимают [6]:

$$к_о = 0{,}642;\ к_1 = 0{,}67;\ к_2 = 0{,}62. \quad (24)$$

С учетом равенств (24) из выражений (14), (15), (19) и (20) применительно к варианту 2 получим соответственно:

$$\mathrm{tg}\,\alpha_{во} = (1{,}58\sin\alpha_{о2} + 1{,}018\cos\beta_о) \times (3{,}642 + 1{,}58\cos\alpha_{о2} + 1{,}018\sin\beta_о)^{-1}; \quad (25)$$

$$a_{к2} = [(1{,}58\sin\alpha_{о2} + 1{,}018\cos\beta_о)^2 + (3{,}642 + 1{,}58\cos\alpha_{о2} + 1{,}018\sin\beta_о)^2]^{0{,}5}; \quad (26)$$

$$\alpha_{в2} = [(1{,}58\sin\alpha_{о2} + 1{,}018\cos\beta_о)^2 + (3{,}642 + 1{,}58\cos\alpha_{о2} + 1{,}018\sin\beta_о)^2]^{-0{,}5}; \quad (27)$$

$$4{,}74\sin\alpha_{о2} + 3{,}054\cos\beta_о = 3{,}642 + 1{,}58\cos\alpha_{о2} + 1{,}018\sin\beta_о. \quad (28)$$

Анализ формул (25)—(28) показывает, что угол $\alpha_{во}$ действия момента $M_{во}$ и постоянные конструктивные параметры $\alpha_{к2}$ и $\alpha_{в2}$ определяются только значениями углов размещения находящихся на продолжении 2, 7-й и 3, 6-й щек коленчатого вала противовесов. Одним из основных требований при расчете МГП противовесов коленчатого вала является, чтобы углы $\alpha_{во}$ и $\alpha_{R_о}$ действия моментов $M_{во}$ и $M_{R_о}$ были одинаковыми и равнялись 18°26′. Для этого необходимо обеспечение равенства (28), что также зависит от углов расположения противовесов.

Выведенные математические зависимости применимы при расчете МГП противовесов коленчатого вала и уравновешенности двигателей V8 в процессе их проектирования. Поэтому во время расчетов в соответствующие формулы нужно подставлять зна-

чения масс m_j и m_R, вычисляемые по приведенным в работе [6] уравнениям и соответствующие номинальной массе деталей КШМ, предусмотренных для установки в двигатели V8.

Используя предложенные выражения, разработанную и приведенную в работе методику определяют МГП противовесов коленчатого вала и оценивают уравновешенность двигателей V8 при исследуемом варианте сочетаний массы противовесов, расстояния от оси вращения до центра тяжести и угла размещения на продолжении 1, 2, 3, 6, 7 и 8-й щек вала. При правильных расчетах МГП противовесов коленчатого вала обеспечивается фактическая уравновешенность двигателей V8.

Свидетельством высокой точности и достоверности результатов расчета значений МГП противовесов коленчатого вала и уравновешенности двигателей V8 является равенство, определяемое по соотношению (25) тангенса угла $\alpha_{во}$ действия суммарного момента $M_{во}$ центробежных сил инерции 0,333. Установлено, что это требование при рассматриваемом варианте уравновешивания двигателей V8 удовлетворяется.

Таким образом, выведены формулы для расчета массы расположенных на продолжении 1, 2, 3, 6, 7 и 8-й щек коленчатого вала противовесов при оптимальном способе уравновешивания двигателей V8. Они применимы для варианта, когда находящиеся на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала противовесы располагаются в плоскости его 1 и 4-го кривошипов, а углы размещения других противовесов взаимосвязаны и имеют произвольные значения. Изменяя углы расположения установленных на продолжении 2, 7-й и 3, 6-й щек коленчатого вала противовесов в определенных пределах, можно добиться уменьшения их массы. Разработанная методика и предложенные математические зависимости позволяют определить МГП противовесов коленчатого вала и фактическую уравновешенность двигателей V8 при их проектировании. Изложенное необходимо учитывать при проектировании, производстве и оценке действительной уравновешенности двигателей V8.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Назаров А. Д.** Теоретические основы уравновешивания V-образных восьмицилиндровых двигателей и обеспечения возможности балансировки коленчатого вала // Вестник машиностроения, 2009. № 8. С. 8—16.
2. **Назаров А. Д.** Нагруженность коренных подшипников и точность балансировки коленчатого вала в зависимости от способа уравновешивания двигателей V8 // Грузовик &, 2009. № 2. С. 29—34.
3. **Назаров А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей // Вестник машиностроения, 2002. № 7. С. 7—11.
4. **Назаров А. Д.** Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении всех щек коленчатого вала // Вестник машиностроения, 2005. № 3. С. 3—10.
5. **Назаров А. Д.** Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала // Вестник машиностроения, 2007. № 1. С. 18—23.
6. **Назаров А. Д.** Уравновешенность двигателей V8 при произвольных значениях углов расположения и оптимальной схеме размещения противовесов их коленчатого вала // Грузовик &, 2011. № 12. С. 13—20.

Команда MAN: Открытие нового сезона

В Европейском чемпионате 2013 года по кольцевым гонкам на грузовиках будет участвовать 21 пилот.

Состав участников, выступающих на грузовиках MAN, в межсезонье расширился: наибольшее количество обсуждений вызвала громкая смена команды Маркусом Острайхом. Этот опытный и один из самых быстрых пилотов Чемпионата выступит за команду Trucksport Bernau. В отличие от прошлого года, в 2013 г. развернется борьба и в командном зачете: восемь коллективов, пять из которых выступают на MAN и три на болидах других брендов поборются за почетное звание чемпиона.

Радиаторную решетку всех грузовиков MAN уже украшает обновленный логотип. Бьёрн Лоозе, руководитель маркетинга и спорта в компании MAN, подчеркивает: "Обновленный дизайн льва с его динамичным и четким силуэтом и оскаленными клыками говорит о наших серьезных намерениях. Мы испытываем чувство гордости, отправляясь в сезон 2013 года под знаменем с этим сильным символом!".

Пресс-служба MAN

УДК 629.113.004.67

А. А. Хазиев, А. В. Лаушкин, Е. Б. Горина
E-mail: madi-chim@mail.ru

ПРИЧИНЫ ИЗМЕНЕНИЯ СВОЙСТВ МОТОРНОГО МАСЛА

Описаны причины нарушения работоспособности моторного масла, предложены рекомендации по повышению ресурса моторного масла.

Ключевые слова: *моторное масло, автомобили, бортовая диагностика, ресурс моторного масла.*

В последнее время в Москве и ряде регионов России участились случаи отказов двигателей автомобилей на гарантийном пробеге из-за резкого ухудшения качества моторного масла. При этом наблюдается полная потеря ресурса смазочного материала, сопровождающаяся ухудшением текучести и прокачиваемости моторного масла

Моторное масло в процессе эксплуатации автомобиля превращается в густую вязкую субстанцию от темно-коричневого до черного цвета, по консистенции напоминающую пластичную смазку.

Даже при переворачивании поддона картера масло не вытекает под действием силы тяжести.

Из-за высокой вязкости отбор смазочного материала из поддона картера двигателя в ряде случаев происходит не путем слива через пробку, а вычерпыванием из снятого поддона с помощью подручных средств.

Диагностика и осмотр двигателей в этих случаях позволяют в большинстве случаев установить:

- снижение и большой разброс в значениях компрессии между цилиндрами;
- перегрев рабочей поверхности деталей газораспределительного механизма (кулачков распределительных валов толкателей и т. д.);
- нарушение подвижности маслосъемных и компрессионных колец поршней;
- износ цилиндро-поршневой группы двигателей;
- интенсивный износ, задиры и следы переноса антифрикционного материала с вкладышей на коренных и шатунных шейках коленчатого вала и др.

Отказ двигателей в результате значительного повышения вязкости моторного масла происходит при эксплуатации автомобилей в других странах.

Эта проблема в США приняла массовый характер с 1997 г. [1]. Наиболее часто, по данным американских исследователей, моторное масло выходит из строя у автомобилей следующих марок: Audi, Chrysler, Dodge, Hyundai, Lexus, Toyota, SAAB, Volkswagen.

Анализ моторных масел, отобранных из системы смазки неисправных двигателей, и проведенный в Независимой испытательной лаборатории МАДИ-ХИМ свидетельствует, что в смазочных материалах имеются значительные отклонения следующих показателей:

1) кинематическая вязкость;
2) щелочное число;
3) кислотное число;
4) температура вспышки в открытом тигле;
5) массовая доля воды;
6) снижение объемной доли присадок;
7) присутствие большого количества продуктов износа.

Низкие значения температуры вспышки в открытом тигле у образцов смазочного материала указывают на попадание в моторное масло топливных фракций.

Попадание топлива в систему смазки двигателя может быть вызвано:

- нарушениями в работе системы питания;
- длительной работой двигателя на холостых оборотах;

- неполным сгоранием топлива в результате работы двигателя на обогащенной смеси при прогреве в условиях низких температур;
- эксплуатацией автомобиля в условиях городских пробок и др.

Малые значения щелочного числа и рост кислотного числа свидетельствуют о срабатывании присадок и вызвано, прежде всего, окислением и нарушением структуры масла под действием паров бензина, водяных паров, теплового воздействия, кислорода воздуха, картерных газов, механических напряжений и др.

Загущение масла связано с образованием в нем низкотемпературных отложений, в состав которых наряду с маслом, входят вода, топливо, продукты окисления и неполного сгорания топлива, продукты износа деталей, загрязнения и др. Низкотемпературный режим работы двигателя наиболее характерен для движения в крупных городах: движение в условиях пробок, малые скорости движения, малые обороты двигателя и нагрузки, чередующиеся пуски и остановки двигателя, длительная работа в режиме холостого хода.

Лабораторный анализ автомобильного бензина, отобранного из неисправных автомобилей, позволяет в ряде случаев выявить отклонения от нормативно-технической документации. Это, прежде всего, присутствие в топливе антидетонационных присадок на основе железа, наличие смол и др.

В соответствии с рекомендациями ряда заводов-изготовителей автомобилей, эксплуатирующихся в РФ, периодичность смены масла в двигателе составляет 20 тыс. км. В то же время по данным американских исследователей, срок службы премиальных моторных масел составляет не более чем 212 ч [1].

Преждевременный выход из строя моторного масла обусловлен, на наш взгляд, следующими причинами:

1. Тяжелые условия эксплуатации автомобилей:

- часто чередующиеся пуски и остановки двигателя, поездки на короткие расстояния;
- длительная работа двигателя в режиме холостого хода;
- пониженный тепловой режим работы силового агрегата;
- неустановившиеся режимы работы;
- снижение эксплуатационных скоростей движения автомобилей в крупных городах, движение автомобилей в условиях низких скоростей и пробок, когда двигатель работает, мото-часы накапливаются, а пробега автомобиля практически нет.

2. Использование некачественного топлива.

3. Чрезмерно большой интервал смены моторного масла.

В результате в моторном масле при работе двигателя происходят следующие процессы [2]:

- низкотемпературное и окислительное воздействие;
- механохимическое преобразование компонентов масла;
- постоянное накопление в масле продуктов окисления и их компонентов; продуктов неполного сгорания топлива; воды, продуктов износа деталей двигателя; загрязнений, попадающих извне в виде пыли.

Одним из способов решения рассмотренной проблемы, на наш взгляд, является более широкое применение на современных автомобилях средств бортовой диагностики, способных на ранней стадии выявить ухудшение показателей качества моторных масел.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. http://www.synlube.com/sludge.htm.
2. **Моторные** масла. Балтенас Р., Сафонов А. С., Ушаков А. И., Шергалис В. Москва—СПб.: АльфаЛаб, 2000. 272 с.

УДК 629.113

Е. В. Васькина, канд. техн. наук, **И. А. Коновалов, М. Ю. Петухов, А. А. Хазиев**
E-mail: stern87@mail.ru

УСЛОВИЯ СРАБАТЫВАНИЯ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОДУШЕК БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ДТП

В статье рассмотрен процесс фронтального столкновения транспортных средств на основе теории удара. Определены величины замедления и деформации транспортного средства, необходимые для срабатывания фронтальных подушек безопасности.

Ключевые слова: *пассивная безопасность, система удержания пассажиров, срабатывание подушек безопасности, величина замедления, дорожно-транспортное происшествие, столкновение транспортных средств.*

SRS (Supplement Restraint System) — система дополнительного удержания пассажиров, состоящая из подушек безопасности, преднатяжителей ремней безопасности, датчиков, блока управления и других устройств, при столкновениях автомобилей срабатывает не всегда. В одних транспортных средствах подушки безопасности раскрываются, в других — нет, хотя скорость, направление удара и другие факторы могут совпадать. Пассажиры и водители автомобилей, в которых система SRS не сработала, часто получают телесные повреждения, которых возможно было бы избежать, сработай подушки безопасности. При этом водители цитируют "Руководство по эксплуатации" своей модели автомобиля, утверждая, что в данном ДТП система, несомненно, должна была активизироваться.

Стоит задуматься о том, насколько правдиво и точно излагается информация по условиям срабатывания подушек безопасности в "Руководствах по эксплуатации", или скорее насколько правильно ее воспринимают водители. В "Руководствах" в основном выделяют краткое описание SRS, возможность ее отключения и технику безопасности. Согласно принципу работы системы, при "сильном" столкновении датчик удара посылает сигнал с зарегистрированной величиной замедления (или ускорения) автомобиля в блок управления, эта величина сравнивается с номинальной и, в случае превышения заданного значения, подушки раскрываются. Но "если замедление относительно плавное, датчик не сработает даже при скорости автомобиля более 50 км/ч" [2, с. 41—44]. Примером может служить обычное торможение на сухом асфальтобетоне, когда автомобиль испытывает максимальное замедление, равное, например, 0,8 g.

Иначе говоря, автопроизводители упомянули величину, определяющую раскрытие или нераскрытие подушек безопасности при ДТП, но мельком. Зато обозначили условия эквивалентного удара: движение со скоростью 15—25 км/ч и столкновение при угле отклонения от продольной оси не более 30° для фронтального удара "в неподвижное недеформируемое препятствие". Казалось бы, все предельно ясно, но автовладелец в первую очередь запоминает значение скорости, как наиболее простую и понятную ему величину, и словосочетание "сильный удар", в отличие от эквивалентного удара, на определение которого он не обращает внимания.

Как же перевести понятие "сильный удар" на язык цифр, который будет доступен для понимания каждому человеку?

Во-первых, необходимо рассчитать номинальную величину замедления, при которой подушки безопасности начинают срабатывать. Во-вторых, стоит определить то замедление, которое автомобиль испытал во время столкновения, и сравнить данные величины. При "превышении номинала" — подушки раскроются, и наоборот, если замедление окажется ниже номинального значения — они не сработают.

Существуют различные методы определения предложенной величины. Конечно, можно ездить с

прибором, регистрирующим ускорение или замедление транспортного средства. Но нужно ли идти на такие жертвы, если вы предполагаете безопасный стиль вождения, а потому вероятность столкновения минимальна? Да и единственное измерение замедления в момент удара не прибавит ничего к уже известной информации.

Можно использовать метод конечных элементов и определить деформацию автомобиля при ДТП. И уже через нее определить то самое замедление. В преимущества метода входит высокая точность результатов. Но в данном случае расчет займет не один час, а подготовка исходных данных с учетом многообразия автомобилей может свести с ума любого исследователя.

Третий метод основывается на теории удара, согласно которой предполагается, что промежуток времени, в течение которого происходит удар, очень мал, а развивающиеся на площадках контакта силы, наоборот, очень велики. В качестве меры механического взаимодействия тел при ударе вместо самой ударной силы вводится ее импульс за время удара.

В настоящей работе решено использовать именно последний метод, поскольку он прост для понимания сущности явления и может быть использован при производстве автотехнической экспертизы. Нами сделан ряд допущений также с целью упрощения последующих расчетов:

- кинетическая энергия транспортного средства расходуется на деформацию кузова и "отскок";
- передняя часть кузова представляется в виде пружины с определенной жесткостью, которая считается однородной по всем точкам;
- удар производится в неподвижное недеформируемое препятствие с перекрытием 100 %.

Несомненно, такая модель достаточно далека от реальности, но первоначально требуется определить только номинальную величину замедления, для которой условия раскрытия подушек безопасности, согласно "Руководствам по эксплуатации", приемлемы.

Автомобиль представляется в виде тела массой m, двигающегося с определенной скоростью и встречающего неподвижное недеформируемое препятствие. В результате смятия передней части автомобиль сближается с препятствием, двигаясь с определенной величиной замедления. В момент остановки автомобиля деформация достигает максимума.

Исходными данными для расчета являются масса транспортного средства, его первоначальная скорость и коэффициент жесткости передней части кузова. Коэффициент жесткости был определен на основе опубликованных результатов краш-тестов SAE для различных групп автомобилей [3].

Основываясь на законе сохранения импульса и определении количества энергии, затрачиваемой на деформацию передней части кузова, получаем номинальную величину деформации $[X]$, м:

$$[X] = u_2\sqrt{\frac{m_2\left(1-\varepsilon^2\right)}{c}}, \qquad (1)$$

где m_2 — масса автомобиля, кг; c — жесткость передней части кузова, Н/м; ε — коэффициент восстановления.

$$\varepsilon = \frac{v_2 - v_1}{u_1 - u_2},$$

где u_1, v_1 — скорость до и после столкновения первого тела (неподвижное недеформируемое препятствие), м/с; u_2, v_2 — скорость до и после столкновения второго тела (транспортное средство), м/с.

Из уравнения (1) видно, что деформация во многом зависит от коэффициента восстановления, который, в свою очередь, является величиной, зависимой от следующих факторов:

1) коэффициента жесткости двух тел;

2) однородности жесткости по всей длине деформации;

3) формы соприкасающихся поверхностей.

Он был приблизительно определен для различных видов столкновения [1, с. 156]. При фронтальном ударе в неподвижное недеформируемое препятствие его значение приближается к единице. Эти данные позволили скорректировать коэффициент восстановления для случая фронтального удара в неподвижное недеформируемое препятствие до 0,98.

На первом этапе исследования нами установлено, что при граничной скорости 15—25 км/ч средняя номинальная величина замедления, обобщенная по всем классам автомобилей, может составлять (3—6) g. Этот параметр является главным, поскольку именно замедление автомобиля в его продольной оси является критерием, определяющим момент срабатывания фронтальных подушек. При этом ве-

личина деформации фронтальной части автомобиля может достигать 200 мм.

В отличие от фронтального столкновения в неподвижное препятствие, при столкновении автомобилей кинетическая энергия и деформация первого транспортного средства определяются иначе:

$$E_1 = \frac{X_1}{X_1 + X_2} E, \text{ Дж.} \quad (2)$$

$$X_1 = (u_1 - u_2)\sqrt{\frac{c_2}{c_1(c_1 + c_2)} \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}\left(1 - \varepsilon^2\right)}, \text{ м.} \quad (3)$$

Скорости u_1 и u_2 приводятся к эквивалентной скорости для случая удара в неподвижное недеформируемое препятствие путем непосредственного замера величины деформации жестких элементов кузова, например, лонжеронов, на месте ДТП и выражения (1). Величина X_1 (4) будет считаться приведенной к удару в неподвижное препятствие. При сравнении с номинальным значением $[X]$ возможно установить, что подушки безопасности в конкретных условиях должны были раскрыться, так как величина замедления будет выше своего номинального значения или наоборот.

Следует уточнить, что данный метод можно использовать только при фронтальных столкновениях. Чем меньше процент перекрытия, тем больше погрешность метода, поскольку потребуется применять различные коэффициенты жесткости для определенного угла столкновения. Кроме того, автомобиль не однороден по своей структуре, а с применением новых энергопоглощающих элементов, результаты метода и вовсе становятся все более похожими на предсказания. Поэтому о его высокой точности можно говорить лишь при фронтальных столкновениях со 100 % или близким к нему перекрытием. Средняя погрешность в таких случаях составляет не более 3,5 %.

Преимущества данного метода позволяют предложить его в качестве простого, нетрудоемкого и доступного инструмента для ответа на вопрос: "должны были сработать фронтальные подушки безопасности при данном ДТП или нет?"

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Денега А. И., Яксанов О. В.** Учет потенциальной энергии деформации при определении скорости автомобиля в момент ДТП // Вестник, серия "Естественнонаучная", № 1(6).
2. **Дьяков А. А.** Почему не сработали подушки безопасности? // Автотранспортное предприятие, 2005. № 6.
3. **Donald E. Sidall, Terry D. Day.** Updating the vehicle class categories, 1996.
4. **John F. Kerkhoff, Stein E. Husher, Michael S. Varat.** An investigation into vehicle frontal impact stiffness, BEV and repeated testing for reconstruction, 1992.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2013 год.

Подписавшись в издательстве, вы:

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

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

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

Факс 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

УДК 629.113

В. Н. Катаргин, И. С. Писарев, С. В. Хмельницкий
Сибирский федеральный университет, 660041, г. Красноярск, пр. Свободный, 49
E-mail: hmel.sv@gmail.com

АНАЛИЗ ПРИМЕНИМОСТИ И ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ

Приведены результаты прикладных научных исследований в задачах разработки направлений повышения эффективности ремонтных воздействий в условиях перехода рыночной экономики на инновационный путь развития. В статье проанализированы существующие рыночные принципы предоставления восстановительных ремонтных услуг в области автомобильного транспорта, приведены статистические данные ведущих компаний, работающих на рынке ремонта автомобильных компонентов, определены и обоснованы перспективные направления развития ремонтных услуг с целью повышения уровня конкурентоспособности и рентабельности предприятий автомобильной отрасли.

Ключевые слова: *агрегат, восстановительный ремонт, технологии ремонта, инновации, конкурентоспособность.*

(Рисунки на 2-й, 3-й полосах обложки)

Тенденции перехода России на инновационный путь развития предполагают более высокий уровень конкурентной борьбы между предприятиями. Производители продукции или услуг постоянно вынуждены искать пути сокращения издержек производства и выходы на новые рынки сбыта. Предприятия, первыми освоившие эффективные инновации, получают весомые преимущества перед конкурентами. Такой путь развития не представляется возможным без транспортной составляющей в составе всего процесса производства любой продукции, ведь в составе затрат на производство, транспортировку и доставку любого вида продукции доля транспортных издержек достигает 12—15 %.

В то же время себестоимость грузовых автомобильных перевозок остается довольно высокой и в процессе эксплуатации может возрастать в 2—3 раза, а техническая готовность автомобилей к моменту списания снижается в 3—4 раза [1]. Основными причинами таких негативных явлений оказываются в первую очередь высокие затраты трудовых и временных ресурсов, а также средств на обеспечение работоспособности автомобилей вследствие невысокого уровня технического обслуживания и ремонта автомобилей, что не позволяет использовать внутренние резервы ресурса агрегата в полной мере.

Значительная доля затрат и простоев в ремонте приходится на двигатель (около 40 %) и агрегаты трансмиссии (от 20 до 25 %) [2]. Одной из основных причин таких высоких затрат является сложившийся подход и методы обеспечения работоспособности агрегатов. К ним можно отнести два основных фактора. С одной стороны, это несоблюдение нормативов технической эксплуатации автомобилей, при которой обеспечение работоспособности осуществляется по стратегии ожидания отказов, как следствие, связано с большим расходом запасных частей и простоями в ремонте. С другой стороны, это сложившиеся принципы ремонтного производства, при котором чаще всего не соблюдаются предусмотренные технологией ремонта технологические процессы и требования. Все это зачастую ведет к недоиспользованию ресурса узлов и агрегатов и, как следствие, к прямым производственным издержкам.

Стоит подчеркнуть, что первое указанное направление уже достаточно глубоко изучено и существует множество путей решения указанных проблем. Дело идет лишь о применимости полученных результатов и разработок в реально существующих производственных условиях. Второе же направление, связанное непосредственно с процедурами восстановительного ремонта узлов и агрегатов, в силу сложности происходя-

щих разного рода процессов и малой глубины проработки, все еще требует более глубокого изучения.

Если обратиться к временной диаграмме выпуска автомобилей с момента зарождения отечественной автомобильной промышленности (рис. 1), то можно проследить основные этапы формирования и изменения объемов проведения ремонтных воздействий на различные виды автомобильного транспорта. В России (СССР) массовое автомобилестроение индустриального типа начало зарождаться в первой половине 1930-х годов XX в., и уже к середине 30-х гужевой транспорт был полностью вытеснен автомобильным.

Сразу же появилась естественная необходимость проведения ремонтов автомобильной техники — зарождалось направление восстановительного ремонта. Однако из-за низких объемов производства, малой глубины научной проработки и отсутствия технологий проведения ремонтных воздействий, средняя доля отремонтированных единиц техники составляла около 30 %. После окончания Второй мировой войны, СССР начал резко наращивать объемы различного вида выпускаемой продукции, формировались новые отрасли промышленности, что напрямую отразилось на интенсивном развитии и автомобильной промышленности. Интенсивный рост уровня автомобилизации фиксировался в период с 1950 по 1985 год. Именно в это время наблюдался локальный максимум проведения ремонтов — около 90 %. Такая тенденция объясняется появлением большого количества ремонтных заводов, специализированных, как правило, на определенной марке выпускаемых автомобилей и уже достаточно развитым уровнем ремонтных технологий. К тому же в то время отечественная автомобильная промышленность имела достаточно узкий спектр выпускаемых марок, что в совокупности с немасштабной реконструкцией производственно-технической базы, минимальным техническим перевооружением и небольшими производственными затратами позволяло таким заводам выполнять обширную производственную программу капитальных ремонтов выпускаемых автомобилей и спецтехники. Но с началом рыночных реформ, приходящихся на начало 90-х годов, автомобилестроение России попало в полосу затяжного кризиса. К середине 90-х выпуск грузовых автомобилей сократился в 5,5 раз, автобусов большого класса в 10 раз, легковых автомобилей — на треть. Кардинальное обновление производственных программ российских автозаводов оказалось практически невозможным из-за слабой финансовой системы, а также морального старения и физического износа оказавшихся избыточными производственных мощностей. В результате приостановило свою деятельность большинство заводов, ориентированных на выпуск автомобилей в недорогом сегменте, а также некоторые крупные производители грузовой техники. К тому же из-за упавших объемов перевозок, резко сократился парк эксплуатируемых грузовых автомобилей и автобусов, а вместе с ними и отпала необходимость массового ремонта. В это время ремонтируется только около 30 % парка автомобилей.

После девальвации российской валюты, в 1998 г. российским автопромом были освоены новые модели, но негативная тенденция сокращения доли рынка у отечественных производителей сохранилась. Начиная с 2002 г. в России резко нарастает сборка автомобилей иностранного производства, например в 2008 г. таких машин было выпущено около 620 тыс. Доля производства иностранных моделей составила в сегменте легковых автомобилей порядка 41,3 %, в сегменте грузовиков 7,9 %, а в сегменте автобусов около 9,8 %. С массовым открытием сборочных предприятий иностранных компаний, начиная с 2002 г. интенсивно возрастает емкость рынка как подержанных иностранных автомобилей, так и полнокомплектных узлов и агрегатов к ним. В большей мере это касается автомобилей, ввезенных из стран Азии. В связи с изобилием предлагаемого товара на таком рынке, резко снижается предпочтение автовладельцев частного сектора прибегать к мерам восстановительного ремонта. С одной стороны, такая ситуация связана с почти полным отсутствием в данное время предприятий и фирм, предоставляющих такие услуги, а с другой — такая тенденция объяснялась простой финансовой целесообразностью, ведь в условиях большого предложения цена становится относительно низкой. Положение с ремонтом легковых автомобилей частного сектора остается таким и на сегодняшний день.

Дело в том, что со времен распада СССР сформировалось целое направление, ставшее альтернативой традиционному ремонту. Это направление, связано с заменой исчерпавшего ресурс агрегата, на, так называемый, контрактный, агрегатами и узлами, поставляемыми из-за рубежа.

Однако кажущаяся на первый взгляд экономическая выгода оказывается мнимой из-за различного рода специфических причин. Во-первых, такие агрегаты уже оказываются с пробегом, порой неизвестным и недостоверным, что не дает объективной информации об истории эксплуатации и режиме обслуживания. Это порождает неопределенность в области принятия дальнейших предупреждающих технических воздействий.

Во-вторых, гарантия на ввезенные контрактные узлы и агрегаты редко превышает уровень в 90 дней или 2500 км, при среднегодовом пробеге автомобиля 30 000 км (рис. 2).

Для сравнения, при должном уровне качества ремонта, современных технологиях, развитые зарубеж-

ные компании, занимающиеся ребилдингом (заводским восстановлением автокомпонентов), дают гарантию до 70 % от ресурса нового агрегата, а в России гарантия на ребилдинговые АКП составляет 30 000 км пробега, что в 2 раза больше по сравнению с обычным ремонтом без технологий заводского восстановления [4]. Такая ситуация объясняется тем, что при заводском ребилде, строго соблюдаются технологические операции ремонтных воздействий, а все комплектующие на завод поставляются по себестоимости, без посреднических операций. Это благоприятным образом сказывается на конечной стоимости ремонта.

В третьих всегда существует определенная степень риска приобретения контрактных агрегатов с дефектами, поскольку, такие агрегаты чаще всего демонтируются с автомобилей, потерявших товарный вид по причине участия в дорожно-транспортных происшествиях. И это самым непредсказуемым образом может повлиять на появление скрытых механических повреждений и дефектов агрегата.

Между тем стоит отметить, что предоставление гарантийного срока является одним из ключевых факторов, определяющих финансовый успех компании, оказывающей услуги автомобильного ремонта. Такую позицию можно обосновать следующими соображениями.

На рис. 3 показаны статистические данные компании GiPA [5].

Из диаграммы видно, что основным критерием в выборе СТО российскими автовладельцами являются их лояльность или доверие — 42 балла. Причем такие критерии, как качество предоставляемых услуг (35 баллов) и срок предоставляемой гарантии (28 баллов) также входят в тройку наиболее весомых критериев. Такую тенденцию можно объяснить тем, что указанные критерии образуют основополагающую долю уникального торгового предложения, являющимся весомым преимуществом в конкурентной борьбе за новых клиентов, а также удержания уже имеющихся [6]. Стоит отметить, что в задаче предоставления срока гарантийного пробега после предоставленных услуг существует тонкая грань выбора оптимального предоставляемого срока гарантии. Ведь в случае назначения неоправданно большого срока, убытки может понести компания, предоставляющая услугу, а в случае неопределенности уровня качества и занижения срока, существует вероятность неоправдания надежд клиента и утрата его лояльности, что также приведет к убыткам той же компании. Таким образом, все три указанных параметра можно рассматривать как взаимосвязанную и сбалансированную систему, которую можно использовать в целях построения оптимальной маркетинговой политики в области продвижения продаж услуг ремонта.

Таким образом, на сегодняшний день в России сформировалось два противоположных направления. С одной стороны, это простая замена отказавших крупных сборочных единиц, а с другой — это принятие мер к восстановлению работоспособности за счет организации восстановительных ремонтов. Последнее направление является более предпочтительным, поскольку затраты на комплексную замену крупного агрегата будут составлять значительную часть от стоимости нового автомобиля. Экономическая целесообразность таких мероприятий возрастает на порядок, если ремонту подвергаются крупнотоннажная коммерческая техника или машины специального назначения. Ведь стоимость новых агрегатов для них будет значительно выше, чем для легкового автомобильного транспорта.

По опыту проведения ремонта грузовых автомобилей и их агрегатов известно, что повторно можно использовать около 70 % демонтированных деталей. С экономической точки зрения стоимость работ по повторной установке годных деталей, не требующих дополнительных восстановительных мероприятий силами авторемонтного предприятия, составляет не более 10 % от стоимости аналогичных новых деталей (рис. 4).

В то же время при использовании деталей, требующих восстановления, стоимость их установки с учетом восстановления не превысит 40 % цены новых деталей, тогда как установка новых деталей при простой замене обойдется в 110—150 % собственной стоимости деталей [3].

Несмотря на очевидную эффективность проведения ремонтных воздействий, восстановительный ремонт в настоящее время все же пока не нашел своего широкого внедрения и распространения по ряду специфических причин:

- восстановительный ремонт узлов агрегатов почти в 90 % случаев не удовлетворяет владельцев по той причине, что ресурс восстановленных компонентов оказывается значительно ниже установленного нормативной документацией (около 80 % от ресурса новых);
- риском при восстановительном ремонте может служить недостаточная квалификация специалистов, выполняющих данную операцию;
- операции проведения такого ремонта требуют гораздо более развитой инфраструктуры предприятий с соответствующим оборудованием, нежели операции простой замены агрегата или узла.

Кроме всего прочего, трудности при восстановительном ремонте в настоящее время связаны в первую очередь с большим разнообразием единиц подвижного состава. Если, например, сопоставить нынешние такие показатели с показателями 80-х годов, то эта цифра будет больше, как минимум, на порядок. Такая тен-

денция в совокупности с отсутствием новых научных решений, не позволяет наладить массовый серийный ремонт, охватывающий весь грузовой транспорт.

Но даже при таких специфических особенностях ремонт коммерческой грузовой техники остается востребованным на сегодняшний день, поскольку новые крупные комплектующие для такой категории транспорта оказываются слишком дорогими с простой заменой даже на контрактные, ввезенные из-за рубежа. С этой точки зрения восстановление работоспособности имеет целесообразность и по экологическому критерию, ведь при полной утилизации и изготовлении нового агрегата, уровень загрязнений окружающей среды окажется намного выше, чем при восстановлении изношенной поверхности ремонтируемой детали.

Стоит отметить, что процедура восстановления при ремонте деталей грузовой техники на сегодняшний день остается актуальной, а разработки новых технологий восстановления активно ведутся по всему миру, и Россия не исключение. Хотя по темпам разработки и внедрения технологических новинок в области восстановления наша страна значительно отстает от зарубежных стран. Сегодня в России около 20 % парка грузовых машин имеют возраст 10 лет и более, тогда как в США машин этого возраста около 40 %. База ремонтных учреждений в Штатах насчитывает 30 тыс. авторемонтных предприятий, 46 тыс. авторемонтных мастерских, специализирующихся на отдельных видах ремонта, а кроме того, около 200 тыс. СТО и пунктов мелкого ремонта, состоящих при АЗС. Несколько более скромная, но тоже впечатляющая картина развития ремонтно-восстановительных предприятий в других экономически развитых странах. Так, в Японии авторемонтных предприятий около 80 тыс.

Такие факты говорят о том, что Россия также имеет все шансы реализовать мощную индустрию ремонтно-восстановительных работ, как хорошую перспективу сложившимся укладам ремонта коммерческой автомобильной техники. Такая перспектива не представляется возможной без привлечения инновационных технологических разработок в области рассматриваемой тематики. В свою очередь, инновационность и перспектива восстановительного ремонта могут успешно реализовываться через множество направлений:

- повышение качества проведения ремонтных воздействий за счет повышения послеремонтного ресурса узлов и агрегатов [7];
- разработку и внедрение новых способов восстановления изношенных деталей;
- повышение эффективности выполнения операций ремонта рабочими, посредством нормирования времени технологических операций;
- повышение точности геометрических параметров поверхностей восстанавливаемых деталей при помощи разработки новых методов и способов механической обработки.

В условиях все более расширяющейся номенклатуры сложных по структуре узлов автомобильной техники, указанные направления невозможно решать без привлечения инструментов информатизации, позволяющих оперативно решать ряд важных прикладных задач:

- автоматизированная разработка, дополнение, хранение и обмен размерных моделей объектов ремонта;
- для каждого объекта ремонта объективная и достоверная оценка допустимых без ремонта размерных параметров деталей;
- разработка адекватных моделей прогнозирования остаточного ресурса и показателей свойств надежности отремонтированных узлов и агрегатов;
- выдвижение взвешенных и рациональных подходов к обоснованию сроков гарантийного пробега дифференцированных по техническому состоянию агрегатов;
- прогнозирование производственных издержек и планирование производственной деятельности предприятий.

Внедрение и распространение таких методов информатизации процессов на всех технологических уровнях создает новый потенциал к разработке и предложению конечному потребителю инновационного продукта или услуги в виде качественного восстановительного ремонта. Это позволяет увеличить темпы развития производственной деятельности предприятия, его уровня рентабельности и конкурентоспособности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Денисов А. С.** Ресурсосберегающие структуры эксплуатационно-ремонтного цикла агрегатов автомобиля / А. С. Денисов, Л. Б. Баланцов, А. П. Беликов, Г. Г. Туркеев // Автотранспортное предприятие, 2008. № 5.
2. **Лукинский В. С., Зайцев В. И.** Прогнозирование надежности автомобилей. Л.: Техника, 1991.
3. **Протасов Н.** "Детальная" экономия. Восстановление базовых деталей — актуальная проблема авторемонта / Протасов Н. // Основные средства, 2011. № 8.
4. **Воронова Е.** Гарантия качества / Воронова Е. // Правильный автосервис, 2012. № 5.
5. **Дубровский Д.** Прибыльный автосервис. Советы владельцам и управляющим. М.: Изд-во Питер, 2010.
6. **Туревский И. С.** Экономика отрасли. Автомобильный транспорт. М.: Изд-во ФОРУМ, ИНФРА-М, 2011.
7. **Катаргин В. Н., Писарев И. С.** Ремонт агрегатов автомобилей управлением точностью размерных связей / Катаргин В. Н., Писарев И. С // Журнал перечня ВАК РФ Автомобильная промышленность, 2008. № 6.
8. **Катаргин В. Н., Писарев И. С., Хмельницкий С. В.** Оценка уровня надежности агрегатов автомобилей на основе моделирования времени жизни размерных цепей / Катаргин В. Н., Писарев И. С., Хмельницкий С. В. // Журнал перечня ВАК РФ Вестник ИРГТУ, 2012. № 6.

УДК 629.13:519.8

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, профессор, **Р. В. Плякин**, аспирант,
Ю. С. Романович, ст. преподаватель, **В. С. Савицкий**, аспирант,
Белорусско-Российский университет, г. Могилев
E-mail: avto@bru.mogilev
В. В. Регина, начальник КБ НТЦ ОАО "Белорусский автомобильный завод", г. Жодино
E-mail: vvreh_a@tut.by

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ МЕХАНИЗМОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Изложена методика определения нагрузочных режимов механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала, основанная на математическом моделировании процессов движения с имитацией реальных эксплуатационных условий, предназначенная для использования на стадии проектирования. Приведены математические модели трансмиссии, модели формирования случайного воздействия микропрофиля дороги на ведущие колеса и механизмы трансмиссии. Получены характеристики удельной работы трения фрикционов гидромеханической передачи, математические ожидания, дисперсии и гистограммы распределения моментов нагрузки трансмиссии и двигателя.

Ключевые слова: *карьерный самосвал, гидромеханическая трансмиссия, планетарная коробка передач, фрикцион, вероятностные характеристики, математическое ожидание, дисперсия, гистограмма распределения, корреляционная функция, спектральная плотность.*

На предприятии ОАО "Белорусский автомобильный завод" осуществляется создание новой гидромеханической передачи (ГМП) для карьерного самосвала грузоподъемностью 60 т. Работа выполняется по заданию ГНТП "Машиностроение". Согласно техническому заданию коробка передач, входящая в состав ГМП, должна быть планетарного типа, а ее ресурс необходимо обеспечить в 1,5—2 раза выше по сравнению с серийной ГМП.

Для реализации проекта выбрана кинематическая схема планетарной коробки передач (ПКП) с тремя степенями свободы. В состав разрабатываемой ПКП входят двухступенчатый делитель и базовая трехступенчатая коробка передач, позволяющие получить шесть передач переднего хода. В проекте использован серийный гидротрансформатор ЛГ-470ПП, применяемый в ГМП самосвала БелАЗ-7555. Энергоемкость этого гидротрансформатора позволяет использовать его с дизелями мощностью до 600 кВт. На опытных образцах самосвала с ПКП предполагается использовать двигатель CUMMINS модели KTTA 19-C максимальной мощностью 522 кВт при номинальной частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин. В качестве системы управления проектируемой ГМП применена мехатронная система автоматического управления (МСАУ), разработанная ранее и используемая на карьерных самосвалах БелАЗ с серийной ГМП. Описание этой МСАУ изложено в статье [1].

Выбор и оптимизация параметров механизмов создаваемой ГМП предполагает наличие нагрузочных режимов. Для их получения было выполнено математическое моделирование процессов движения самосвала в карьерных условиях. Целью моделирования являлось определение вероятностных характеристик распределения моментов нагрузок валов трансмиссии и оценка тепловой напряженности работы фрикционов ПКП. Опыт эксплуатации

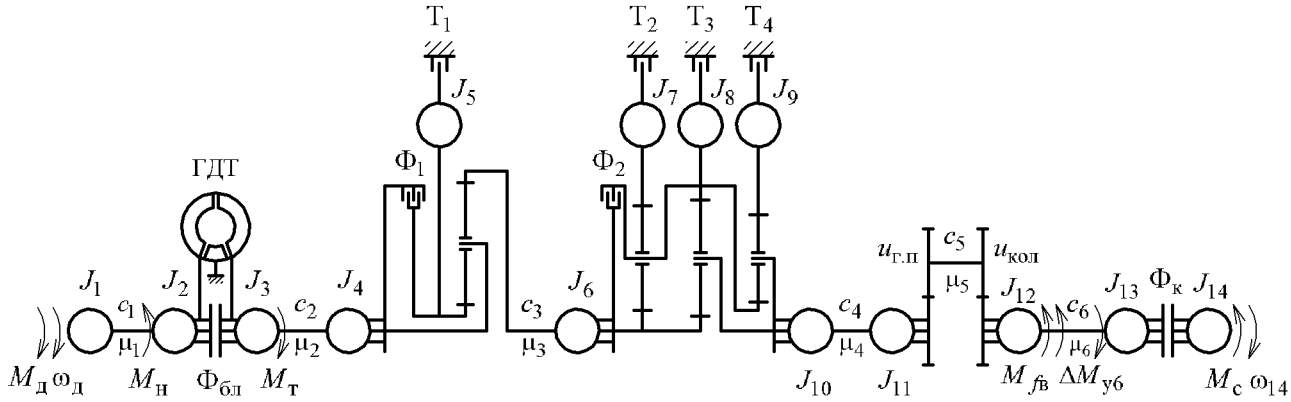


Рис. 1. Динамическая модель гидромеханической трансмиссии

карьерных самосвалов БелАЗ с гидромеханическими передачами показывает, что среди механизмов и систем ГМП наименьшим ресурсом отличаются именно фрикционы: происходит износ или коробление фрикционных дисков, отслаивание фрикционных накладок, разрыв дисков, износ шлицевых соединений [2]. При моделировании ставилась задача определения удельной работы трения фрикционов, определяющей износ фрикционных дисков, а также удельной мощности трения и температуры нагрева дисков, обусловливающих возможность их коробления. Математическое моделирование процессов функционирования механизмов и систем ГМП позволяет на стадии проектирования прогнозировать их нагруженность и учесть полученные результаты для обоснованного выбора параметров.

На рис. 1 приведена динамическая модель трансмиссии самосвала, разработанная с учетом выполненной эскизной компоновки ГМП. Динамическая модель отображает инерционные, упругие, диссипативные и трансформаторные свойства системы двигатель—трансмиссия—ведущие колеса—поступательно—движущаяся масса автомобиля и внешние воздействия на систему — вращающий момент двигателя $M_д$, момент сопротивления качению ведущих колес $M_{fв}$ и приведенный суммарный момент сопротивления движению кузова автомобиля $M_с$, учитывающий также момент сопротивления качению ведомых колес $M_{fн}$. Кроме того, учитывался момент сопротивления $\Delta M_{уб}$, формируемый воздействием неровностей микропрофиля дорожного покрытия на упругий элемент шин ведущих колес. В неблокированном состоянии гидротрансформатора (ГДТ) осуществлялось моделирование воздействий вращающих моментов насосного и турбинного колес $M_н$ и $M_т$.

Переключение ступеней в коробке передач осуществляется фрикционами $Ф_2$, $Т_2$, $Т_3$, $Т_4$, а в делителе — фрикционами $Т_1$ и $Ф_2$. Фрикцион блокировки ГДТ обозначен $Ф_{бл}$. Фрикцион $Ф_к$ отображает фрикционную связь ведущих колес с дорогой.

Построение математической модели трансмиссии осуществлено структурно-матричным методом [3]. В общем виде уравнения математической модели, согласно этому методу имеют следующий вид:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d\omega_i}{dt} &= \frac{\sum\limits_{l=1}^{L} И_{вil}M_{вil} + \sum\limits_{j=1}^{N} И_{уij}M_{уij}T_{уij} + \sum\limits_{k=1}^{K} И_{дik}M_{дik}T_{дik} + \sum\limits_{q=1}^{Q} И_{фiq}M_{фiq}(1-L_q)\operatorname{sign}\left(\sum\limits_{i=1}^{n} -И_{фiq}\omega_i\right)}{J_i(1-L_q) + \sum\limits_{i=1}^{n}\left|И_{фiq}\right|J_i L_q} \\ \frac{dM_{уj}}{dt} &= -c_j\sum_{i=1}^{n} И_{уij}\omega_i S_{уij};\quad j=\overline{1,N};\quad i=\overline{1,n}; \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

$$M_{дk} = -\mu_k\sum_{i=1}^{n} И_{дik}\omega_i S_{дik};\quad k=\overline{1,K}, \qquad (2)$$

где: ω_i — угловая скорость i-й массы; J_i — момент инерции i-й массы; $M_{вil}$ — момент l-го внешнего воздействия на i-ю массу; $M_{уij}$ — момент j-го упру-

гого элемента, воздействующий на i-ю массу; $M_{дik}$ — момент k-го диссипативного элемента, воздействующий на i-ю массу; $T_{уij}$ — параметр, характеризующий преобразование момента j-го упругого элемента трансформаторным элементом, расположенным между данным упругим элементом и i-й массой; $S_{уij}$ — кинематический параметр того же трансформаторного элемента; c_j — коэффициент жесткости j-го упругого элемента; $M_{фiq}$ — момент q-го фрикциона, связанного с i-й массой; L_q — дискретная функция состояния q-го фрикциона; μ_k — коэффициент демпфирования k-го диссипативного элемента; n — количество сосредоточенных масс; L — количество внешних воздействий; N — количество упругих элементов; K — количество диссипативных элементов; Q — количество фрикционов; $И_{вil}$, $И_{уij}$, $И_{дik}$, $И_{фiq}$ — инциденторы — дискретные функции, имеющие значения 0, –1, +1.

При воздействии l-го внешнего момента $M_{вil}$ на i-ю массу $И_{вil} = \pm 1$ (знак плюс, если направления векторов $M_{вil}$ и ω_i совпадают, и знак минус, если противоположны), а при отсутствии воздействия $И_{вil} = 0$. Инциденторы $И_{уij}$, $И_{дik}$ и $И_{фiq}$ аналогично описывают связи, соответственно, упругих и диссипативных элементов и фрикционов с массами: если элемент на выходе массы, то знак минус, а если на входе — то знак плюс.

В динамических моделях механических систем каждый упругий элемент сопровождается параллельным диссипативным элементом, поэтому $k = j$; $И_{дik} = И_{уij}$; $T_{дik} = T_{уij}$; $S_{дik} = S_{уij}$.

В динамической модели учтено шесть упругих элементов: параметр c_1 отображает упругие свойства карданной передачи между двигателем и ГМП; параметр c_2 — турбинного вала ГДТ; c_3 — коробки передач; c_4 — карданной передачи между ГМП и главной передачей; c_5 — полуосей; c_6 — шин ведущих колес.

Функция состояния q-го фрикциона определяется по формуле:

$$L_q = \left| \begin{array}{l} 1 \text{ при } \left| \sum\limits_{i=1}^{n} И_{фiq}\omega_i \right| \leqslant \Delta\omega_q; \\ 0 \text{ при } \left| \sum\limits_{i=1}^{n} И_{фiq}\omega_i \right| > \Delta\omega_q, \end{array} \right. \quad (3)$$

где: $\Delta\omega_q$ — допустимая относительная скорость скольжения дисков q-го фрикциона, при которой можно считать его замкнутым.

В режиме скольжения фрикционных дисков (буксование фрикциона) $L_q = 0$, поэтому на i-ю массу будет действовать момент трения q-го фрикциона $M_{фiq}$, а в знаменателе первого дифференциального уравнения системы (1) второе слагаемое знаменателя окажется равным нулю. В замкнутом состоянии фрикциона $L_q = 1$, поэтому момент q-го фрикциона не действует на i-ю массу. При этом в первом уравнении системы (1) первое слагаемое знаменателя равно нулю, а массы, расположенные на входе и выходе данного фрикциона, объединяются.

При разомкнутом фрикционе блокировки гидротрансформатора $Ф_{бл}$ на связанные с ним массы вместо момента трения этого фрикциона действуют моменты насосного $M_н$ и турбинного $M_т$ колес, а при буксующем фрикционе, их значения складываются с моментом трения фрикциона блокировки $M_{ф.бл}$.

Таким образом, система дифференциальных уравнений (1) в приведенном виде представляет собой универсальный алгоритм математического описания физических свойств ступенчатой трансмиссии любой самоходной машины, передачи в которой переключаются фрикционными элементами.

В табл. 1 приведена информация о включаемых фрикционах на передачах, значениях передаточных чисел $u_{к.пi}$ и КПД $\eta_{к.п.i}$ коробки передач. Передаточные числа и КПД главной передачи $u_{г.п} = 3{,}769$; $\eta_{г.п} = 0{,}97$; колесной передачи $u_{кол} = 5{,}474$; $\eta_{кол} = 0{,}98$.

Моделирование движения самосвала осуществлялось с учетом реальных характеристик на примерах двух карьеров — "Гранит" (г.п. Микашевичи, Брестская обл. РБ) и "Ерунаковский" (г. Новокузнецк, Кемеровская обл. РФ). Маршруты движения в этих карьерах существенно различаются своими параметрами, характеризующими дорожные условия. Маршрут движения представляется в виде совокупности участков дороги, каждый из которых характеризуется продольным уклоном h_j, коэффици-

Таблица 1

Включаемые фрикционы, передаточные числа и КПД ПКП

Номер передачи	Фрикционы	Передаточное число	КПД
I	Ф1—Т3	4,143	0,977
II	Ф1—Т3	2,900	0,968
III	Ф1—Т2	2,040	0,982
IV	Т1—Т2	1,428	0,973
V	Ф1—Ф2	1,0	1,0
VI	Т1—Ф2	0,7	0,991
R	Ф1—Т4	–4,752	0,923

Таблица 2

Параметры характеристик карьера "Гранит"

Длина участка, м	50	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Уклон, %	4,5	4,9	3,2	0,9	0,1	0,1	5,7	5,2	0,0	6,7	3,2

Таблица 3

Параметры характеристик карьера "Ерунаковский"

Длина участка, м	57,1	100,9	24,5	84,9	88,6	28,1	110,2	21,6	89,5	33,2	91,4	144,2	31,7	33,5
Уклон, %	0,2	7,9	10,0	10,5	11,6	6,8	3,6	5,0	3,1	6,6	7,3	3,6	7,8	3,0

ентом сопротивления качению f_j, коэффициентом сцепления φ_j, радиусом кривизны траектории в плане r_j. В табл. 2 приведены значения уклонов карьера "Гранит", а в табл. 3 — карьера "Ерунаковский".

Параметры h_j характеризуют макропрофиль дороги, оказывающий влияние на общий уровень нагрузок в трансмиссии. Но на процессы функционирования механизмов трансмиссии оказывает влияние также микропрофиль дорожного покрытия. Для микропрофиля характерны короткие неровности дороги, воздействия которых на колеса сопровождаются колебаниями подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля и рассогласованием кинематики вращения ведущих колес. На самосвалах БелАЗ используется рычажный направляющий аппарат подвески ведущих мостов, вызывающий периодические изменения окружной деформации шин, в результате чего в упругих элементах трансмиссии возникают колебания моментов нагрузки (валов коробки передач, карданных передач, полуосей).

Колебания скорости окружной деформации шин ведущих колес $\Delta\omega_к$ определяются изменениями ординат микропрофиля дороги $q(s)$. В первом приближении значение $\Delta\omega_к$ можно вычислить по формуле:

$$\Delta\omega_к = \frac{\upsilon \operatorname{tg}\alpha_0}{r_к}\frac{dq(s)}{ds}, \qquad (4)$$

где υ — скорость автомобиля, м/с; $r_к$ — радиус качения ведущих колес, м; α_0 — угол наклона продольного рычага подвески к горизонту в исходном статическом состоянии автомобиля, рад.

Функция $q(s)$ представляет собой случайную функцию перемещения машины s. Для ее описания использован алгоритм формирования дискретных значений ординат микропрофиля q_i, описанный в [3]. Он основан на использовании корреляционной функции микропрофиля дороги. Принято следующее выражение этой функции [4]:

$$R_q(x_s) = \sigma_q^2\left(A_1 e^{-\alpha_1|x_s|} + A_2 e^{-\alpha_2|x_s|}\cos x_s\right), \qquad (5)$$

где σ_q — среднее квадратическое значение ординат микропрофиля, м; α_1, α_2 — коэффициенты, характеризующие затухание соответственно первой и второй составляющих корреляционной функции, м$^{-1}$; β — коэффициент, характеризующий периодическую составляющую микропрофиля (путевая частота), м$^{-1}$; A_1, A_2 — коэффициенты распределения дисперсии между двумя составляющими корреляционной функции.

Приняты следующие значения параметров корреляционной функции ординат микропрофиля: $\sigma_q = 0{,}015$ м; $A_1 = 0{,}8$; $A_2 = 0{,}2$; $\alpha_1 = 0{,}5$ м$^{-1}$; $\alpha_2 = 0{,}2$ м$^{-1}$; $\beta = 1{,}8$ м$^{-1}$.

Воздействие микропрофиля дороги на ведущие колеса обусловливает формирование дополнительного момента в упругом элементе шин ведущих колес $\Delta M_{у6}$, вычисляемого по формуле:

$$\Delta M_{у6} = c_{у6}\int_0^t \Delta\omega_к dt. \qquad (6)$$

Значение $\Delta\omega_к$ переменно как по величине, так и по направлению. Поскольку микропрофиль дороги представляется в виде дискретных значений ординат q_i, полученных с шагом дискретизации их аргумента Δs, то в формуле (4) значение $dq(s)/dt$ заменяется отношением $\Delta q/\Delta s$, где Δq — разность двух смежных ординат: $\Delta q = q_{i+1} - q_i$. Следовательно, величина $\Delta\omega_к$ изменяется после проезда расстояния Δs и происходит непрерывное изменение вращающего момента $\Delta M_{у6}$, воздействующего на сосредоточенные массы J_{13} и J_{14} (см. рис. 1). Было принято: $\Delta s = 0{,}5$ м.

Моменты сопротивления качению $M_{fн}$, $M_{fв}$, сопротивления подъему M_h и сопротивления воздуха

M_w рассматривались как детерминированные функции и вычислялись по известным из теории автомобиля формулам [4].

При моделировании движения самосвала по маршруту получены графики изменения во времени следующих процессов: скорости v, ускорения a и

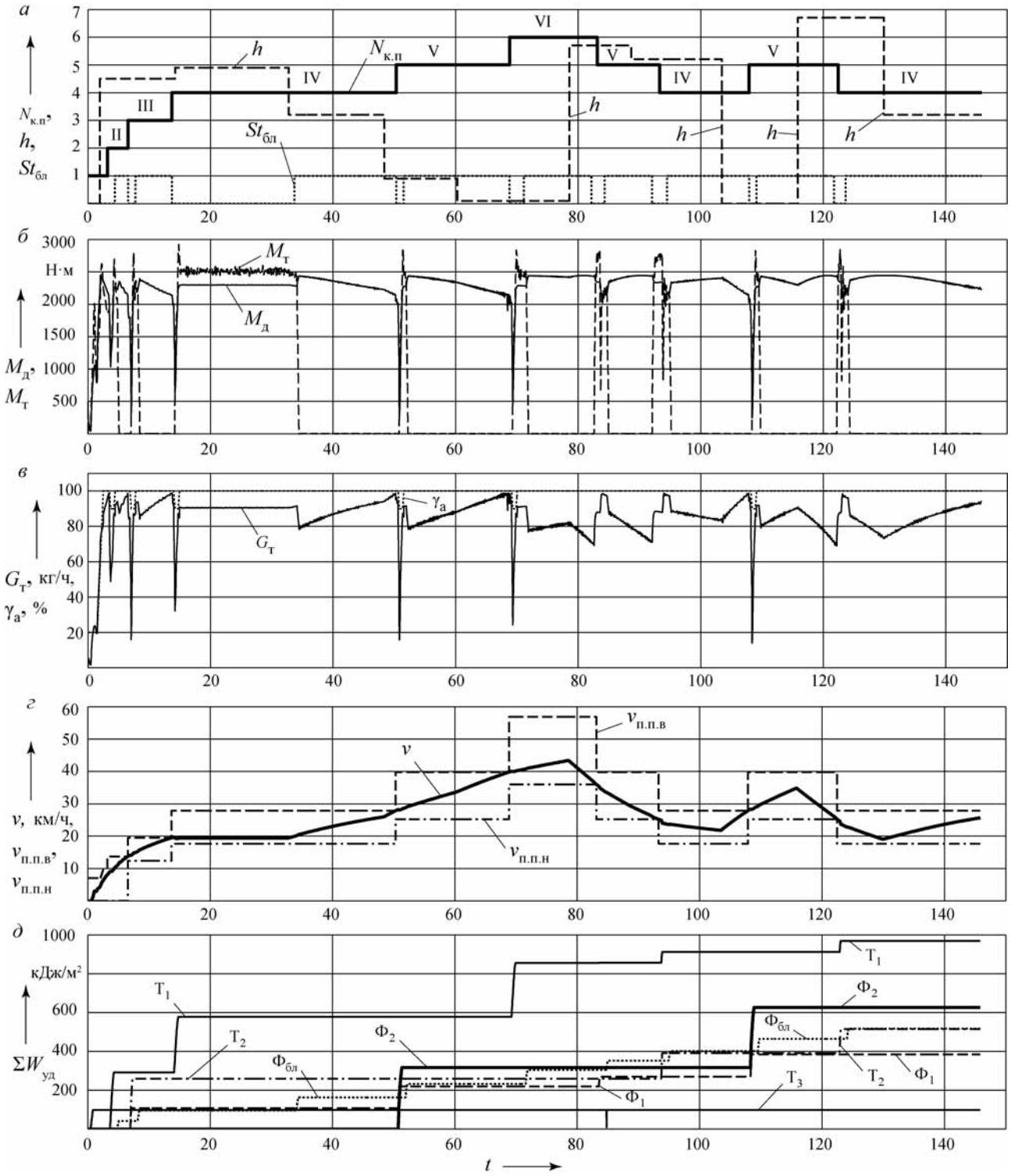


Рис. 2. Графики изменения во времени характеристик процессов функционирования механизмов самосвала при движении в карьерных условиях

Таблица 4

Время движения самосвала на различных передачах $\Sigma t_{к.п.i}$ при блокированном ГДТ $\Sigma t_{бл}$ и время преодоления маршрута $t_м$

Карьер	Единицы	Время движения на передачах $\Sigma t_{к.пi}$					$\Sigma t_{бл}$	$t_м$
		II	III	IV	V	VI		
"Гранит"	с %	3,352 2,299	7,141 4,898	74,600 51,166	43,260 29,671	14,290 9,801	109,000 74,760	145,8 100,0
"Ерунаковский"	с %	62,430 32,482	40,580 21,113	86,310 44,906	0 0	0 0	176,500 91,831	192,2 100,0

перемещения s автомобиля; вращающих моментов двигателя $M_д$ и турбины $M_т$; частоты вращения вала двигателя $n_д$ и турбины $n_т$; мощности $P_д$ и часового расхода топлива двигателя $G_т$; моментов нагрузки валов трансмиссии $M_{уj}, j = \overline{1, 5}$; удельной мощности $P_{уд}$ и удельной работы трения $W_{уд}$ фрикционов ГМП. Осуществлялась также регистрация изменений уклона дороги h, номера передачи $N_{к.п}$, состояния блокировки ГДТ, положения педали акселератора γ_a, а также изменения порогов автоматического переключения передач и блокирования ГДТ, параметров адаптации МСАУ к изменению дорожных условий.

На рис. 2, *а* приведены графики изменения во времени уклона h, номера передачи $N_{к.п}$ и индикатора состояния фрикциона блокировки ГДТ $St_{бл}$; на рис. 2, *б* — моментов двигателя $M_д$ и турбины $M_т$; на рис. 2, *в* — часового расхода топлива $G_т$ и γ_a; на рис. 2, *г* — скорости автомобиля v и порогов автоматического переключения передач на высшие $v_{п.п.в}$ и низшие $v_{п.п.н}$ передачи. Приведенные графики соответствуют движению самосвала в карьере "Гранит". Аналогичные графики получены и для карьера "Ерунаковский".

Из рис. 2, *б* видно, что при переключении передач гидротрансформатор автоматически разблокируется и $M_т > M_д$, при этом индикатор состояния ГДТ $St_{бл} = 0$ (рис. 2, *а*). При блокированном ГДТ $M_т = 0$, а $St_{бл} = 1$. В интервале времени 15—35 с самосвал движется на IV передаче с неблокированным гидротрансформатором, что обусловлено увеличением уклона h после включения этой передачи.

Таблица 5

Количество включений передач на маршруте

Карьер	Номер передачи				
	II	III	IV	V	VI
"Гранит" "Ерунаковский"	1 2	1 4	3 3	3 0	1 0

Графики на рис. 2, *г* иллюстрируют работу МСАУ по переключению передач. При достижении скоростью v пороговых значений $v_{п.п.в}$ или $v_{п.п.н}$ происходит соответствующее переключение передач ПКП и фрикционами выполняется работа трения. На графиках рис. 2, *д* отображается накопление суммарной удельной работы трения $\Sigma W_{уд}$ соответствующими фрикционами за время преодоления маршрута.

Результаты выполненных исследований приведены в табл. 4, 5, 6. В табл. 4 приведены данные о суммарном времени движения самосвала на различных передачах $\Sigma t_{к.пi}$, при блокированном гидротрансформаторе $\Sigma t_{бл}$ и времени преодоления маршрута $t_м$, а в табл. 5 — о количестве включений передач. В карьере "Гранит" самосвал движется в основном на IV, V и VI передачах, а в карьере "Ерунаковский" — только на трех низших передачах II, III и IV, что отражается на показателях оценки

Таблица 6

Показатели эффективности выполнения транспортной работы и нагруженности фрикционных элементов управления ГМП

Карьер	Показатели								
	эффективности			нагруженности фрикционных элементов $\Sigma W_{уд}$					
	$v_{ср}$, км/ч	Q_s, л/100 км	$Q_м$, л	$Ф_1$	$Ф_2$	$Т_1$	$Т_2$	$Т_3$	$Ф_{бл}$
"Гранит" "Ерунаковский"	25,92 17,59	382,1 572,6	4,012 5,379	383,8 288,5	626,6 0	968,2 1096,0	513,7 515,1	96,45 134,2	517,6 471,9

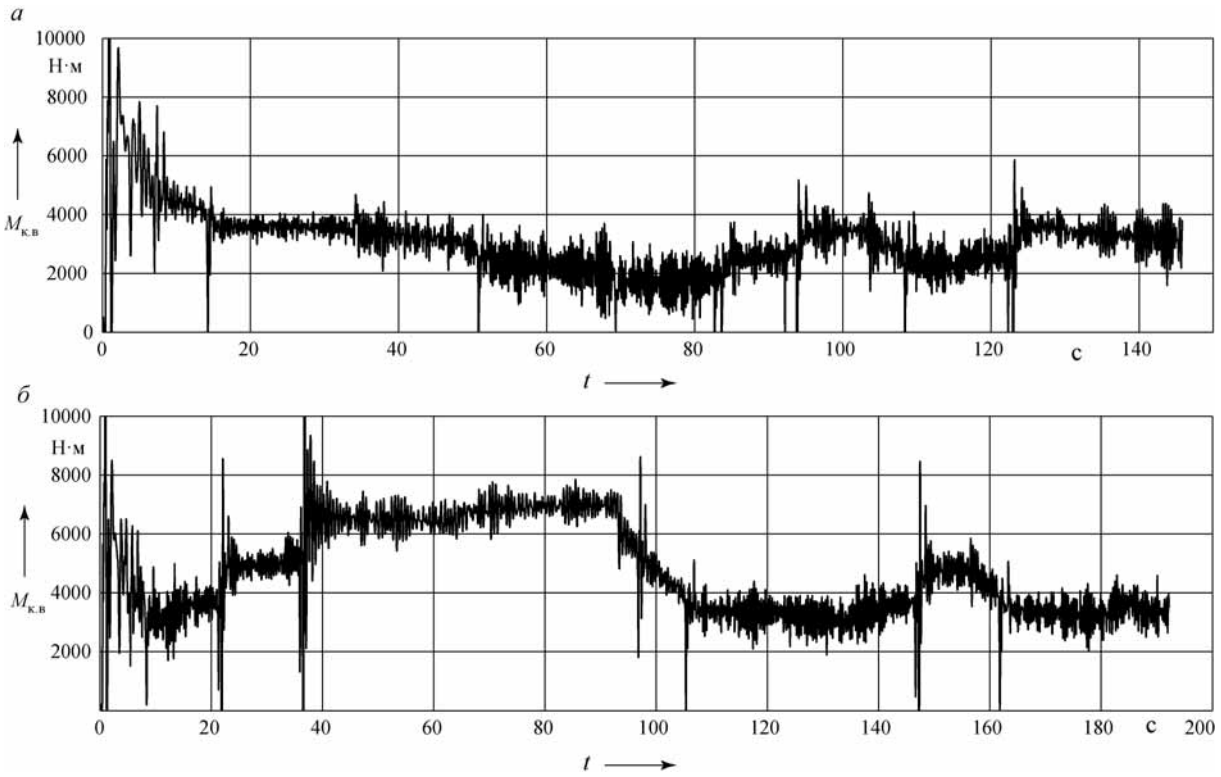


Рис. 3. Графики изменения во времени моментов нагрузки на карданном валу трансмиссии самосвала при движении в карьере "Гранит" (*а*) и в карьере "Ерунаковский" (*б*)

эффективности выполнения транспортной работы и влияет на нагруженность валов трансмиссии и теплонапряженность фрикционов. В табл. 6 приведены значения ряда показателей. В качестве показателей эффективности использованы: средняя скорость движения самосвала на маршруте $v_{ср}$, путевой расход топлива Q_s и суммарный расход топлива за время преодоления маршрута $Q_м$. При практически одинаковой длине маршрута (1050 и 939,4 м соответственно) средняя скорость движения в первом случае составляет 25,92 км/ч, а во втором — 17,59 км/ч, а путевой расход топлива соответственно 382,1 и 572,6 л/100 км.

В табл. 6 также приведены значения суммарной удельной работы трения фрикционов $\Sigma W_{уд}$. Величина $\Sigma W_{уд}$ определяет износ фрикционных дисков. Наибольшую суммарную удельную работу трения выполняет фрикцион делителя $Т_1$ (см. рис. 2, *д*): суммарная его работа трения в карьере "Гранит" $\Sigma W_{уд} = 968{,}2$ кДж/м^2, а в карьере "Ерунаковский" $\Sigma W_{уд} = 1096{,}0$ кДж/м^2, причем за одно переключение она составляет 285 кДж/м^2. Такое же значение работы трения при единичном включении фрикциона $Т_2$, но количество его включений меньше. Удельная работа трения фрикциона $Ф_2$ за одно включение составляет 330 кДж/м^2, но он в карьере "Гранит" включается всего два раза, а в карьере "Ерунаковский" не включается вовсе, так как используется при переключениях IV → V.

Таким образом, установлено, что наибольшую удельную работу трения за единичное включение совершают фрикционы $Т_1$, $Т_2$ и $Ф_2$, а суммарная удельная работа трения каждого фрикциона зависит от сложности маршрута, обусловливающей количество его включений. Следовательно, эти фрикционы будут определять ресурс работы механизма управления ГМП и их параметры подлежат оптимизации в первую очередь.

Для оценки влияния карьерных условий на нагрузки в трансмиссии сравним значения моментов на карданном валу $M_{к.в}$, полученные в карьере "Гранит" (рис. 3, *а*) и в карьере "Ерунаковский" (рис. 3, *б*). Наибольшие нагрузки возникают при трогании самосвала с места. В обоих случаях они достигают 10 кН · м. В дальнейшем среднее значение момента изменяется соответственно изменению величины уклона *h*, а его колебания относительно среднего значения обусловлены влиянием микропрофиля дороги и пе-

реходными процессами при переключениях передач. Величина момента $M_{к.в}$ существенно снижается при неблокированном гидротрансформаторе. Это видно из рис. 3, *а*, на котором в интервале времени 15—35 с гидротрансформатор разблокирован, и амплитуды колебаний момента $M_{к.в}$ снижаются. Однако на этом режиме снижается скорость самосвала (рис. 2, *г*) и возрастает расход топлива (рис. 2, *в*).

При переключениях передач нагрузки зависят от дорожных условий, требующих использования различных передач, поэтому во втором карьере значения $M_{к.в}$ гораздо выше, чем в первом. Особенно значительны величины моментов при переключениях на низшие передачи. Так, в момент времени $t = 36{,}7$ с на рис. 3, *б* отображено переключение III → II, при котором значение $M_{к.в}$ достигает 10 кН · м, т. е. не ниже чем при трогании с места. При переключениях на высшие передачи нагрузки в трансмиссии существенно ниже, чем при переключениях на низшие передачи. Отметим также, что при автоматическом переключении передач в однотипных условиях значения $M_{к.в}$ оказываются практически одинаковыми, что является положительным свойством МСАУ.

Поскольку вращающий момент на карданном валу $M_{к.в}$ представляет собой случайный процесс, то для его оценки использовались вероятностные характеристики — оценки математического ожидания, дисперсии, корреляционной функции, спектральной плотности, а также характеристики плотности распределения. На основе теоремы Котельникова—Шеннона был принят интервал квантования Δt независимой переменной (времени t) $\Delta t = 0{,}05$ с, а объем выборки $N = 2000$. Одновременно определялись вероятностные характеристики двигателя — вращающего момента $M_д$, мощности $P_д$ и частоты вращения коленчатого вала $n_д$.

Из рис. 3, *а* и *б* видно, что исследуемые случайные процессы $M_{к.в} = f(t)$ не стационарны. Это обусловлено изменением детерминированной составляющей дорожного сопротивления, определяемой продольными уклонами участков маршрута. Поэтому при анализе целесообразно выделить текущие значения математических ожиданий этих процессов (текущие средние) и осуществить их центрирование.

Обозначим реализацию исследуемого случайного процесса $x(t)$, текущее значение математического ожидания $\bar{x}(t)$, а центрированную составляющую $\overset{\circ}{x}(t)$, тогда:

$$x(t) = \bar{x}(t) + \overset{\circ}{x}(t). \qquad (7)$$

Для выделения $\bar{x}(t)$ использован фильтр В. С. Пугачева, имеющий следующую характеристику [3]:

$$h(n_i) = \left| \begin{array}{l} 1 \text{ при } |n_i| \leqslant 0{,}5n_ф; \\ 0 \text{ при } |n_i| > 0{,}5n_ф, \end{array} \right| \qquad (8)$$

где $n_ф$ — количество ординат случайного процесса, используемых для вычисления j-го значения $\bar{x}_j(t)$; n_i — порядковые номера текущих ординат в интервале от $-0{,}5n_ф$ до $+0{,}5n_ф$, покрываемых фильтром.

Значение текущего среднего $\bar{x}_j(t)$ определяется по формуле:

$$\bar{x}_j(t) = \frac{1}{n_ф + 1} \sum_{i = -0{,}5n_ф}^{0{,}5n_ф} h(n_i) x_{j+i}; \;\; j = \overline{1, N}. \qquad (9)$$

При определении $\bar{x}(t)$ используется объем выборки N^*, отличающийся от объема N величиной $n_ф$, т. е. $N^* = N + n_ф$. При трогании автомобиля с места и на начальном этапе разгона наблюдаются значительные кратковременные пиковые выбросы момента (см. рис. 3). Их желательно не использовать при определении вероятностных характеристик, так как на этом начальном участке реализации текущее среднее будет определяться со значительной погрешностью. Поэтому ординаты начального участка длительностью 5 с не использовались для определения $\bar{x}(t)$ и $\overset{\circ}{x}(t)$. Длительность реализации исследуемых случайных процессов T, необходимая для получения их вероятностных характеристик, вычисляется по формуле:

$$T = N\Delta t. \qquad (10)$$

В нашем случае: $T = 100$ с.

На основе изложенной методики, используя дискретные значения ординат исследуемых случайных процессов $M_{к.в}$, $M_д$, $P_д$, $n_д$, были определены их текущие средние и получены ординаты центрированных составляющих $\overset{\circ}{M}_{к.в}$, $\overset{\circ}{M}_д$, $\overset{\circ}{P}_д$, $\overset{\circ}{n}_д$. На рис. 4, *а* представлены графики, иллюстрирующие выделение текущего среднего значения момента на карданном валу $\bar{M}_{к.в}(t)$ (изображено сплошной жирной линией), а на рис. 4, *б* — его центрированной составляющей $\overset{\circ}{M}_{к.в}(t)$. Очевидно, что последняя представляет собой стационарный случайный процесс. На характеристики двигателя очень существенное влияние оказывают переходные процессы при переключении передач (см. рис. 2, *б*), что затрудняет приведение их к стационарному виду при оценке вероятностных характеристик.

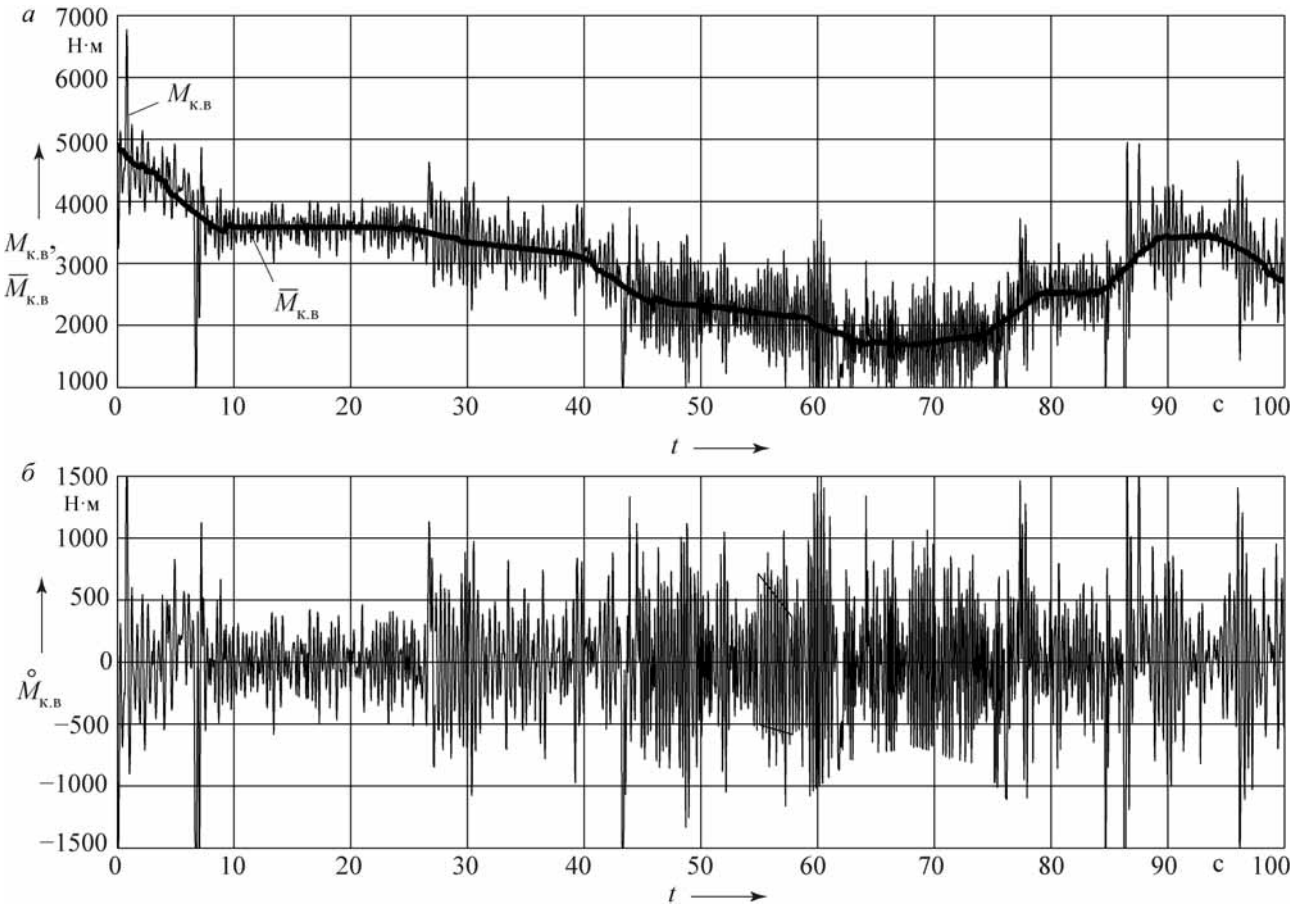


Рис. 4. Графики, отображающие выделение текущего среднего значения момента $\overline{M}_{к.в}$ на карданном валу (*а*) и его центрированной составляющей $\overset{\circ}{M}_{к.в}$ (*б*)

По полученным результатам построены гистограммы распределения исследуемых случайных процессов и определены оценки их математических ожиданий и дисперсий. Методика получения этих вероятностных характеристик изложена в [3].

На рис. 5, *а* представлены гистограммы распределения момента на карданном валу $\hat{f}(M_{к.в})$ при движении самосвала в условиях карьера "Гранит", на рис. 5, *в* — в условиях карьера "Ерунаковский". Функция $\hat{f}(M_{к.в})$ представляет собой оценку плотности вероятности момента $M_{к.в}$. Сравнивая приведенные гистограммы, можно отметить, что величина момента $M_{к.в}$ в условиях карьера "Гранит" находится в основном в пределах 1000—4000 Н · м, максимальные значения не превышают 6500 Н · м, а в условиях карьера "Ерунаковский" наибольшая вероятность момента сосредоточена в диапазоне 3000—8000 Н · м, максимальное значение достигает 10 000 Н · м. Следовательно, нагруженность механизмов трансмиссии автомобиля во втором карьере существенно выше, чем в первом.

На рисунках 5, *б* и *г* приведены гистограммы распределения $\hat{f}(\overset{\circ}{M}_{к.в})$ центрированных ординат момента $\overset{\circ}{M}_{к.в}$ в рассматриваемых карьерах. По виду графиков этих гистограмм можно заключить, что распределение центрированных ординат момента приближается к нормальному закону. Но распределение, представленное на рис. 5, *б*, более равномерное и плавное, а максимальный разброс в два раза меньше, чем у распределения на рис. 5, *г*.

Аналогичные вероятностные оценки определены для вращающего момента $M_д$ и мощности $P_д$ двигателя-самосвала. На рис. 6, *а* и *б* приведены гистограммы распределения момента $\hat{f}(M_д)$ и мощно-

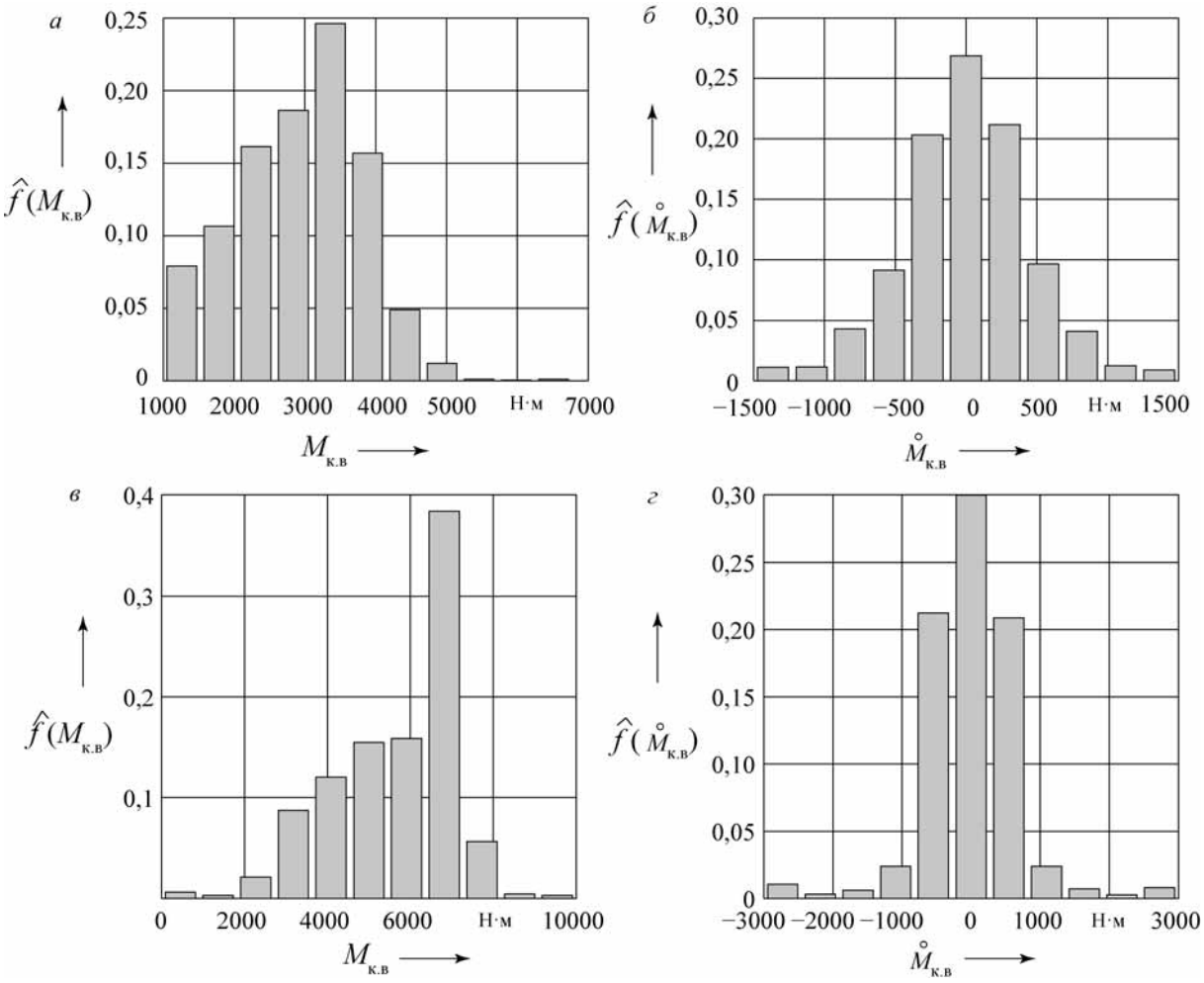


Рис. 5. Гистограммы распределения момента на карданном валу трансмиссии самосвала при движении в карьере "Гранит" (*а* и *б*) и в карьере "Ерунаковский" (*в* и *г*)

сти $\hat{f}(P_д)$ двигателя при движении в условиях карьера "Гранит", а на рис. 6, *в* и *г* — в условиях карьера "Ерунаковский". Очевидно, что условия работы двигателя также существенно зависят от параметров характеристик маршрутов движения.

В табл. 7 приведены значения оценок математических ожиданий $\bar{x}$ и дисперсий D_x исследованных процессов $M_{к.в}$, $M_д$, $P_д$, $n_д$ при движении самосвала по маршруту. Среднее значение нагруженности валов трансмиссии в карьере "Ерунаковский" в 1,5 раза выше, чем в карьере "Гранит", а дисперсия момента на карданном валу выше более чем в 2 раза. Использование мощности двигателя в обоих случаях примерно одинаково, но дисперсия $M_д$ и $P_д$ выше в карьере "Гранит", что обусловлено более легкими

Таблица 7

Значения оценок числовых вероятностных характеристик исследованных случайных процессов

Карьер	Обозначение оценки	Значение по исходным ординатам				Значение по центрированным ординатам			
		$M_{к.в}$	$n_д$	$M_д$	$P_д$	$\mathring{M}_{к.в}$	$\mathring{n}_{к.в}$	$\mathring{M}_д$	$\mathring{P}_д$
Гранит	$\bar{x}$ D_x	$3{,}064 \cdot 10^3$ $1{,}275 \cdot 10^6$	$1{,}756 \cdot 10^3$ $3{,}615 \cdot 10^4$	$2{,}293 \cdot 10^3$ $5{,}225 \cdot 10^4$	$4{,}212 \cdot 10^2$ $1{,}882 \cdot 10^3$	1,132 $2{,}061 \cdot 10^5$	–1.605 $5{,}868 \cdot 10^3$	10,764 $7{,}058 \cdot 10^3$	0,748 $6{,}862 \cdot 10^2$
Ерунаковский	$\bar{x}$ D_x	$4{,}693 \cdot 10^3$ $2{,}613 \cdot 10^6$	$1{,}784 \cdot 10^3$ $2{,}963 \cdot 10^4$	$2{,}290 \cdot 10^3$ $4{,}229 \cdot 10^4$	$4{,}273 \cdot 10^2$ $1{,}537 \cdot 10^3$	–0,543 $3{,}767 \cdot 10^5$	1,349 $6{,}314 \cdot 10^3$	7,776 $4{,}023 \cdot 10^3$	1,363 $2{,}489 \cdot 10^2$

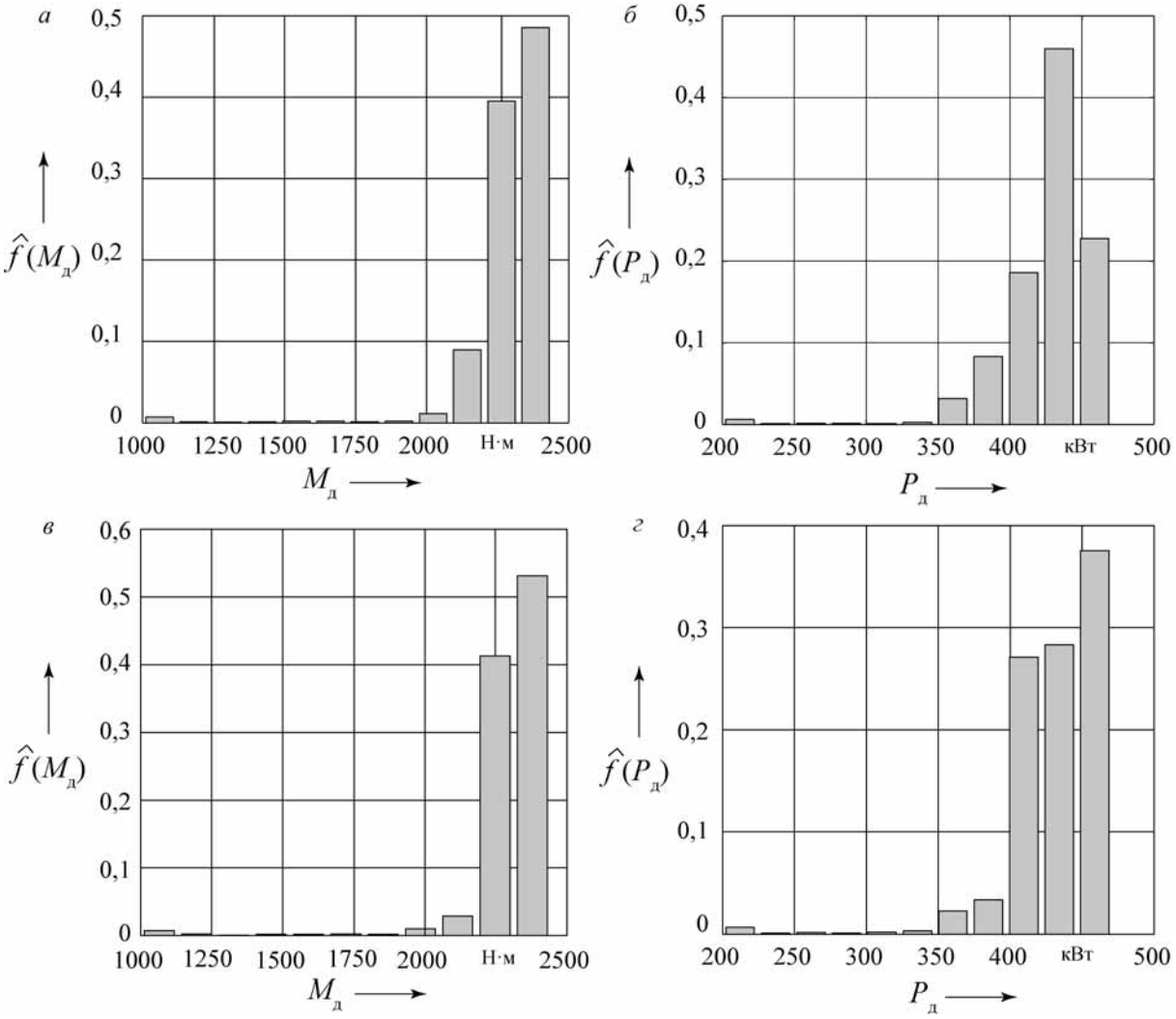


Рис. 6. Гистограмма распределения момента $M_д$ и мощности $P_д$ двигателя при движении самосвала в карьере "Гранит" (*а* и *б*) и в карьере "Ерунаковский" (*в* и *г*)

дорожными условиями. Это хорошо видно также из сопоставления графиков на рис. 6, *а* и *в*.

Одной из важнейших характеристик случайного процесса является корреляционная функция $R_x(\tau)$. Эта функция характеризует степень линейной связи (корреляцию) между значениями случайного процесса в различные моменты времени. Для дискретного случайного процесса $x(t)$ корреляционную функцию вычисляют по формуле [3]:

$$R_x(\tau) = \frac{1}{N-n}\sum_{i=1}^{N-n} \overset{\circ}{x}_i \overset{\circ}{x}_{i+n}, \qquad (11)$$

где τ — аргумент корреляционной функции — временной сдвиг: $\tau = n\Delta t$; $n = 0, 1, 2, 3, \ldots$ — число, определяющее величину сдвига по оси абсцисс; Δt — шаг дискретизации независимой переменной (времени).

При $n = 0$ получаем оценку дисперсии случайного процесса $R_x(0) = D_x$. Значение $R_x(\tau)$ при этом максимально. С увеличением сдвига τ значение $R_x(\tau)$ уменьшается. При некотором значении $\tau = \tau_0$ график $R_x(\tau)$ пересекает ось абсцисс. Это значение называют временем корреляции. При $\tau > \tau_0$ случайные значения функции $x(t)$ практически независимы друг от друга.

Для сравнения корреляционных функций случайного процесса, получаемых в различных условиях эксплуатации машины, удобно использовать нормированную корреляционную функцию $\rho_x(\tau)$, определяемую из соотношения

$$\rho_x(\tau) = \frac{R_x(\tau)}{D_x}. \qquad (12)$$

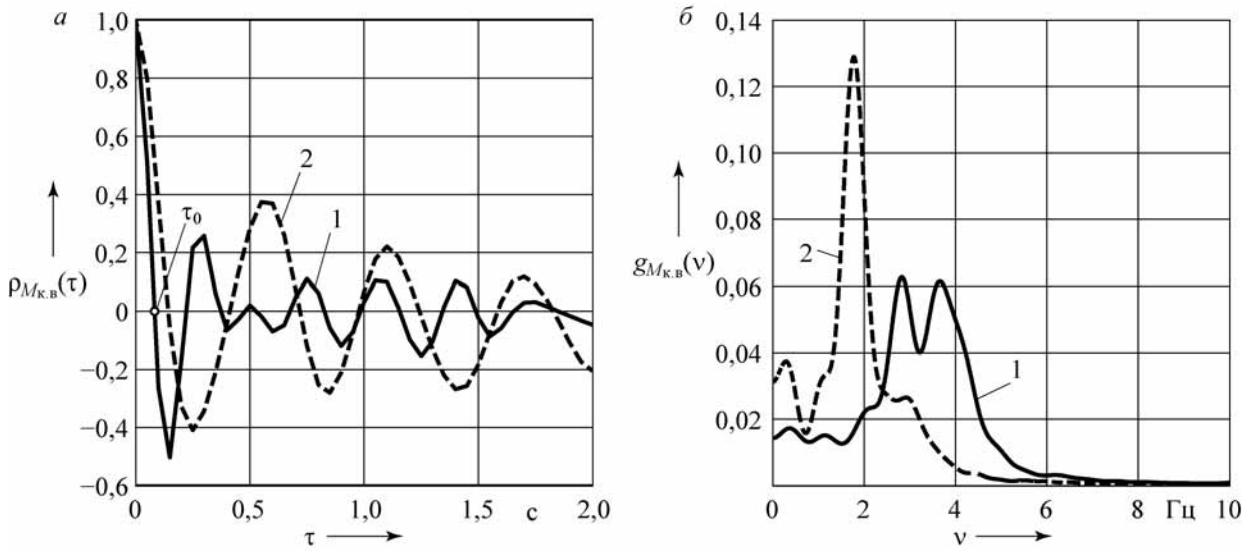


Рис. 7. Графики нормированной корреляционной функции (*а*) и нормированной спектральной плотности (*б*) момента на карданном валу трансмиссии самосвала:

1 — карьер "Гранит"; *2* — карьер "Ерунаковский"

Нормированная корреляционная функция $\rho_x(\tau)$ безразмерная, максимальное ее значение равно единице. Это создает удобства для сравнительного анализа получаемых результатов эксперимента.

На рис. 7, *а* приведены графики нормированной корреляционной функции момента на карданном валу $\rho_{M_{к.в}}(\tau)$. График 1 соответствует карьеру "Гранит", а график 2 — карьеру "Ерунаковский". Эти графики позволяют исследовать структуру случайного процесса и определить период низкочастотных колебаний. На основе графиков $R_{M_{к.в}}(\tau)$ можно получить графики спектральной плотности момента на карданном валу $G_{M_{к.в}}(\omega)$.

Спектральная плотность характеризует распределение дисперсии случайного процесса по частоте ω, т. е. аргументом спектральной плотности является круговая частота ω, рад/с (или циклическая частота ν, Гц). При использовании корреляционной функции для получения спектральной плотности необходимо иметь в виду, что с увеличением аргумента τ возрастает погрешность корреляционной функции, что может привести к существенному искажению графика спектральной плотности. Поэтому для получения оценки спектральной плотности случайного процесса применяют сглаживание корреляционной функции посредством корреляционного окна. Сглаживание представляет собой такую же фильтрацию ординат функции $R_x(\tau)$, как и фильтрация ординат реализации случайного процесса $x(t)$ низкочастотным фильтром $h(n_i)$. Существует несколько функций сглаживания корреляционной функции [3]. В нашем случае была использована функция Бартлета, которая имеет вид:

$$h(\tau) = \left| \begin{array}{ll} 1 - |\tau|/\tau_{max} & \text{при } |\tau| \leqslant \tau_{max}; \\ 0 & \text{при } |\tau| \leqslant \tau_{max}. \end{array} \right| \qquad (13)$$

Для дискретных случайных процессов $x(t)$ спектральная плотность $G_x(\omega)$ вычисляется по формуле:

$$G_x(\omega) = G_x(j\Delta\omega) =$$

$$= \frac{\Delta\tau}{\pi}\left[[R_x(0) + 2\sum_{i=1}^{n_{max}} R_x(i\Delta\tau)h(i\Delta\tau)\cos(j\Delta\omega)i\Delta\tau\right], \qquad (14)$$

где: Δω — шаг дискретизации аргумента ω спектральной плотности $G_x(\omega)$; j — номер точки дискретного аргумента ω_j: $\omega_j = j\Delta\omega$; $j = 0, 1, 2, 3, ..., k$; $\Delta\tau = \Delta t$; $n_{max} = \tau_{max}/\Delta t$.

Для сравнения результатов экспериментальных исследований машины в различных условиях эксплуатации удобно использовать нормированную спектральную плотность , вычисляемую из соотношения:

$$g_x(\omega) = \frac{G_x(\omega)}{D_x}. \qquad (15)$$

Нормированная спектральная плотность — безразмерная функция. На рис. 7, *б* приведены графики нормированных спектральных плотностей момента на карданном валу $g_{M_{к.в}}(\nu)$, соответствующие графикам нормированных корреляционных функций $\rho_{M_{к.в}}(\tau)$, приведенных на рис. 7, *а*. В качестве аргумента функций спектральных плотностей на рис. 7, *б* вместо ω использована циклическая частота $\nu = \omega/(2\pi)$, Гц.

Рассмотрим графики функций $\rho_{M_{к.в}}(\tau)$ и $g_{M_{к.в}}\nu$. Корреляционная функция момента на карданном валу имеет затухающий колебательный характер. Из рисунка 7, *а* видно, что частота колебаний этой функции, соответствующая условиям движения в карьере "Гранит", значительно выше, чем в карьере "Ерунаковский". На графике 1 нормированной спектральной плотности $\rho_{M_{к.в}}(\nu)$, полученной для карьера "Гранит", выявлены два значительных пика дисперсий при частотах 2,83 Гц и 3,67 Гц. При движении в карьере "Ерунаковский" (график 2) пиковое значение дисперсии момента на карданном валу соответствует частоте 1,75 Гц. Причем дисперсия момента в этом случае в два раза выше, чем в первом. Это обусловлено существенными различиями характеристик рассматриваемых карьеров, что сказывается на режимах движения самосвала и нагружения механизмов трансмиссии. Изменения частоты колебаний обусловлены различием резонансных частот масс трансмиссии при движении на разных передачах. Так, в карьере "Гранит" автомобиль в исследуемом интервале времени движется на IV, V и VI передачах, а в карьере "Ерунаковский" — на II и III передачах. Дисперсия колебаний момента на карданном валу в трансмиссии в основном сосредоточена в диапазоне частоты до 6 Гц.

Время корреляции τ_0 ординат момента на карданном валу также связано со спектром резонансных частот трансмиссии. С увеличением частоты колебаний момента значение τ_0 снижается (см. рис. 7, *а*).

Нормированные корреляционные функции вращающего момента и мощности двигателя имеют вид затухающей экспоненты с довольно значительным временем корреляции (в пределах 0,6—0,9 с), а дисперсия в основном сосредоточена в области частот до 1 Гц. Это объясняется тем, что на дисперсии характеристик двигателя сильное влияние оказывают переходные процессы при переключении передач.

В результате проведенных расчетно-теоретических исследований, выполненных на основе математического моделирования процессов движения самосвала с учетом эксплуатационных условий реальных карьеров, получены прогнозируемые значения параметров и характеристик нагружения основных механизмов создаваемой гидромеханической передачи с планетарной коробкой передач. Полученные результаты позволили сформировать расчетные нагрузочные режимы работы фрикционов ГМП, валов трансмиссии, зубчатых зацеплений и подшипников сателлитов планетарной коробки передач. На их основе были определены рациональные параметры фрикционов (размеры фрикционных дисков и количество пар трения) и зубчатых колес.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тарасик В. П.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, А. Н. Егоров, В. В. Региня // Грузовик. 2011. № 2.
2. **Горбатенко Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач: монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня и др.; под ред. В. П. Тарасика. — Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. 511 с.
3. **Тарасик В. П.** Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В. П. Тарасик. Минск: ДизайнПРО, 2004. 640 с.
4. **Тарасик В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 480 с.

УДК 656.13:519.233.5(075)

Н. К. Клепик, канд. техн. наук, **Нгуен Суан Хиен**, магистрант, кафедра Автомобильного транспорта Волгоградского государственного технического университета
E-mail: tukhucmuadong.lk@gmail.com

ПРИМЕНЕНИЕ КОРРЕЛЯЦИОННО-РЕГРЕССИОННОГО АНАЛИЗА ПРИ ОЦЕНКЕ ОДНОРОДНОСТИ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В статье рассмотрена взаимосвязь параметров однородных автотранспортных средств с помощью корреляционно-регрессионного анализа.

Ключевые слова: *корреляционно-регрессионный анализ, однородное автотранспортное средство.*

В работе [2] сформулировано понятие однородного ряда технических объектов и предложена гипотеза о законе корреляции параметров z_1, z_2, ..., z_n, отображающих их функцию, сущность технического решения, особенности конструктивного исполнения и т. д. Предполагается, что эти параметры линейно зависят от главного параметра x, т. е:

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

где a_i и b_i — постоянные.

Сделана попытка проанализировать проявление указанного (линейного) закона в классе технических объектов "Автотранспортные средства".

Такой анализ сопряжен с определенными трудностями в связи с поиском однородного ряда автотранспортных средств (АТС), т. е. группы технических объектов одинакового конструктивного исполнения, отличающихся лишь количественными характеристиками [2].

Во-первых, типаж автомобилей сравнительно невелик, и каждая модель предназначена для эксплуатации в определенных условиях (например, автомобили с классической трансмиссией и полноприводные, автобусы городские и туристические) или для перевозки определенных грузов (многочисленный специализированный подвижной состав). Это предъявляет особые требования к конструкции каждого АТС и к значительному их качественному различию. Для анализа гипотезы указанного закона необходим как минимум ряд объектов из параметра x. Однако достаточно большое изменение параметра x на определенном этапе приводит к существенному качественному изменению (переход от несущего кузова легкового автомобиля к рамной конструкции, увеличение числа осей и т. д.)

Во-вторых, даже у сравнительно простых однородных объектов возникают некоторые отклонения в значениях параметров от зависимости (1), определяемые степенью отработки той или иной конструкции, применяемыми материалами, требованиями унификации и т. д. У такого же весьма сложного технического объекта, как автомобиль, содержащего множество систем, агрегатов и деталей, этот разброс в значениях еще больше.

В-третьих, указанный разброс возрастает при выпуске отдельных моделей автомобилей различными предприятиями (и тем более различными государствами), имеющими различную культуру проектирования, испытания и производства, свои технологические особенности, сложившиеся традиции.

Все это создает "шум", препятствующий анализу, и становится целесообразным говорить не об однородном ряде технических объектов, а о различных рядах с той или иной степенью однородности.

Что же является главным параметром для АТС? Видимо, с большой степенью точности в качестве параметра x можно принять уже сложившиеся параметры, положенные в основу классификации и маркировки каждого типа автомобильного подвижного состава: рабочий объем двигателя (а в данном случае максимальная мощность) для легковых автомобилей, грузоподъемность для грузовых автомобилей и прицепных АТС, габаритная длина для автобусов. Анализ показывает, что именно эти характеристики с максимальной степенью приближения отражают основные свойства и функциональное назначение АТС. В качестве примера рассмотрена взаимосвязь между максимальной мощностью двигателей автомобилей и полной массой этих автомобилей. Для наиболее точного описания этой взаимосвязи необходим ряд

Таблица 1

Корреляционная таблица между полной массой и мощностью

n_x	7	13	20	13	23	6	6	11	99
1881—1970	0	1	0	1	1	0	0	1	4
1793—1881	0	0	0	2	2	0	1	3	8
1705—1793	0	1	1	5	9	5	3	6	30
1617—1705	0	0	5	1	5	0	2	0	13
1529—1617	1	3	3	0	1	1	0	1	10
1441—1529	1	4	10	3	5	0	0	0	23
1353—1441	4	2	1	0	0	0	0	0	7
1265—1353	1	2	1	0	0	0	0	0	4
z	51—64	64—77	77—90	90—103	103—116	116—129	129—142	142—155	n_z
				x					

объектов с большим диапазоном изменения главного параметра — максимальной мощности (x).

При определении ряда АТС с максимальной степенью однородности анализу было подвергнуто семейство легковых автомобилей трех классов: А, В и С, отличающихся в первую очередь своими геометрическими размерами. Все они выпускаются в настоящее время и имеют одинаковую компоновку и число цилиндров — R4; колесную формулу (4 × 2); назначение и условия эксплуатации; весьма похожее конструктивное исполнение. Все это позволяет говорить о высокой степени однородности указанного ряда.

Анализ был проведен по легковым автомобилям, выпускаемым в мире. При этом учитывались только базовые модели ведущих компаний России, США, Японии и Германии, находящиеся в настоящее время в производстве. С целью предварительного повышения однородности рядов автомобилей в исследовании не рассматривались автомобили большого и высшего классов, автомобили со специальными кузовами (кабриолеты и т. п.) и трансмиссиями (полноприводные), а также спортивные и роскошные (из-за особых условий их эксплуатации и специфичности конструкции). Таким образом, рассматривались легковые автомобили особо малого,

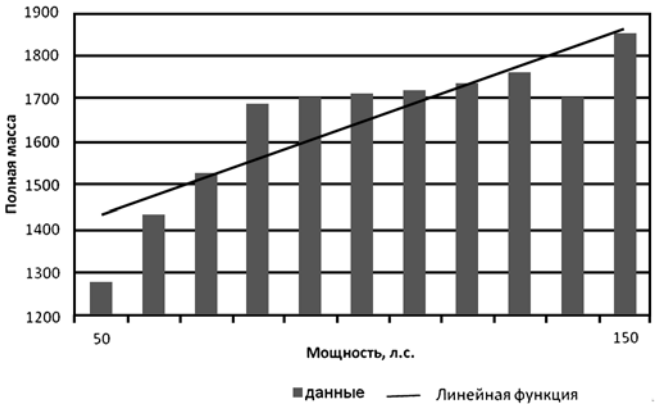


Рис. 1. Зависимость между полной массой и мощностью

малого и среднего классов с переднеприводной компоновкой с кузовами седан и хетчбек. В этом случае выборка составила 99 автомобилей.

В результате предварительной обработки выбранных автомобилей была составлена корреляционная таблица (табл. 1). Далее при помощи метода произведений было рассчитано корреляционное соотношение, показывающее тесноту связи между признаками.

Рассмотрим взаимосвязь между полной массой и мощностью двигателей этих автомобилей.

Уравнение регрессии имеет вид:

$$z = b_0 + b_{1x}, \qquad (2)$$

где z — полная масса (кг), x — мощность (л. с.), b_0, b_1 — коэффициенты уравнения регрессии.

Результаты анализа корреляции параметров:

уравнение регрессии $z = 1218{,}73 + 4{,}02x$;

коэффициент корреляции $r_{xz} = 0{,}69$;

коэффициент детерминации $D = 0{,}476$.

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

Из связи между полной массой и максимальной мощностью получаем значение коэффициента детерминации $D = 0{,}476$. Это значит, что полная масса зависит от максимальной мощности на 47,6%.

Далее рассмотрим взаимосвязи между полной массой и другими параметрами, а также взаимосвязи между этими параметрами. Все результаты расчетов сводим в табл. 2.

Выше рассматривалась корреляционная связь между двумя признаками. Если же исследуется связь между большим количеством признаков, то такую корреляцию называют множественной.

Рассмотрим взаимосвязь между тремя параметрами однородных транспортных средств: полная масса, мощность и максимальная скорость. Естественно, первым способом выравнивания опытных

Таблица 2

Расчет линейных взаимосвязей между параметрами одородных транспортных средств

Взаимосвязь	Уравнение регрессии	Коэффициент корреляции (r)	Коэффициент детерминации (D)
Полная масса (z) и максимальная скорость (y)	$z = 470,77 + 6,33y$	0,85	0,72
Полная масса (z) и расход топлива (t)	$z = 1070,44 + 81,93t$	0,68	0,46
Мощность (x) и максимальная скорость (y)	$x = 1,42y - 157,26$	0,87	0,76
Мощность (x) и расход топлива (t)	$x = 17,23t - 15,51$	0,59	0,35
Максимальная скорость (y) и расход топлива (t)	$y = 113,56 + 10,17t$	0,71	0,5

Таблица 3

Расчет множественных взаимосвязей между параметрами однородных транспортных средств

Множественная взаимосвязь	Уравнение регрессии	Множественный коэффициент корреляции	Множественный коэффициент детерминации
Полная масса, мощность и расход топлива	$z = 1038,72 + 3,88x + 28,01t$	0,68	0,46
Полная масса, максимальная скорость и расход топлива	$z = 170,93 + 6,7y + 33,79t$	0,86	0,74
Мощность, максимальная скорость и расход топлива	$x = 1,01y - 1,52t - 72,15$	0,87	0,76

данных является их аппроксимация линейной функцией, которая имеет вид:

$$z = a_0 + a_{1x} + a_{2y}, \quad (3)$$

где: z — полная масса (кг); x — мощность (л. с.); y — максимальная скорость (км/ч); a_0, a_1, a_2 — коэффициенты уравнения регрессии.

Результаты анализа корреляции параметров:

уравнение регрессии $z = 498,59 + 0,18x + 6,08y$;

коэффициент корреляции $R_{xyz} = 0,86$;

коэффициент детерминации $D = 0,739$ (рис. 2).

Очевидно, получен очень хороший результат. Коэффициенты корреляции $R_{xyz} = 0,86$ указывают на высокую положительную корреляционную связь. Коэффициент детерминации $D = 0,739$ свидетельствует то, что полная масса более чем на 73,9 % зависит от мощности и максимальной скорости.

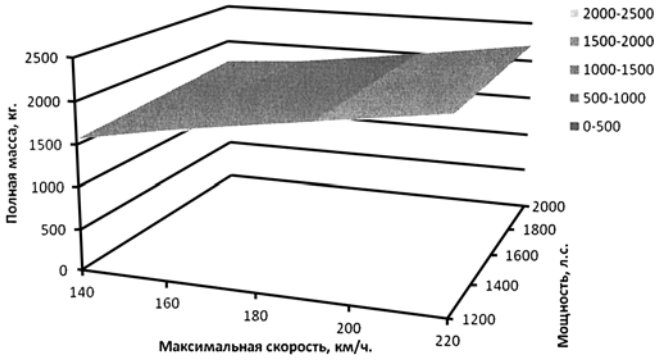


Рис. 2. Взаимосвязь между полной массой, мощностью и максимальной скоростью

Также получены результаты расчетов взаимосвязей между другими параметрами однородных транспортных средств (табл. 3).

Проведенные исследования позволяют утверждать, что, несмотря на значительный "шум", связанный с конструктивными, технологическими, географическими и другими особенностями производства автомобилей, закон линейной корреляции параметров выполняется, причем с увеличением однородности "шум" уменьшается. За главные параметры могут быть приняты: максимальная мощность двигателя, максимальная скорость и полная масса. Мерой степени однородности ряда и отклонений от линейности зависимости может служить среднеквадратичное отклонение. На основании выполненного анализа можно предположить, что лучшим семействам (однородным рядам) АТС мирового автомобилестроения отвечает максимальное приближение их параметров к зависимостям (1) и (3), что целесообразно учитывать при проектировании и последующей доводке автотранспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Клепик Н. К.** Корреляционно-регрессионный анализ в задачах автомобильного транспорта: учеб. пособие / Н. К. Клепик, Д. С. Клементьев; ВолгГТУ. — Волгоград, 2009. 60 с.
2. **Клементьев С. В., Назаров А. С.** Применение законов развития и строения техники в поисковом конструировании: Сборник научный трудов / Под ред. А. И. Половинкина. Волгоград: ВолгПИ, 1987. 116 с.

УДК 621.436

П. Р. Вальехо Мальдонадо, МАМИ,
С. В. Гусаков, РУДН,
С. Н. Девянин, МГАУ им. В. П. Горячкина,
В. А. Марков, МГТУ им. Н. Э. Баумана,
Е. Г. Пономарев, ППП "Агродизель"
E-mail: markov@power.bmstu.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕТИЧЕСКИХ КОНСТАНТ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ БИОТОПЛИВ В УСЛОВИЯХ ДВС

Создана установка, позволяющая проводить экспериментальные исследования периода задержки воспламенения различных топлив для дизелей в условиях моторного стенда. Проведено экспериментальное определение кинетических констант воспламенения нефтяного дизельного топлива и различных биотоплив.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, дизельное топливо, смесевое биотопливо, рапсовое масло, этиловый спирт.*

Основными проблемами современного двигателестроения в настоящее время и в ближайшей перспективе являются рост дефицита нефтяных моторных топлив и ужесточение экологических требований к вредным выбросам с отработавшими газами (ОГ). Решение этих проблем достигается за счет применения новых видов топлив, альтернативных традиционным нефтяным топливам.

Все большее применение на транспорте находят биотоплива [1, 2]. Это обусловлено, с одной стороны, истощением нефтяных месторождений и ростом мировых цен на нефтепродукты, а с другой — необходимостью решения острых экологических проблем, включая проблему снижения выбросов в атмосферу основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа) [3]. Преимущества и перспективы производства биотоплива из растительного сырья и его экологичность доказаны результатами применения биотоплива во многих странах [4, 5]. В ряде стран (Бразилия, США и др.) биоэтанол уже достаточно широко используется как топливо для двигателей с принудительным воспламенением. Возможно использование этого топлива и в дизелях.

Сырьем для получения биоэтанола является сахарная свекла, сахарный тростник, кукуруза, пшеница, картофель, сладкое сорго, топинамбур и другие сельскохозяйственные культуры (табл. 1) [1].

Современное мировое производство этанола составляет 32 млн т в год, из них 4 млн т приходится на пищевой этанол, 8 млн т — на этанол для химической промышленности и 20 млн т — на топливный этанол. В то же время мировая потенциальная потребность в этом спирте достигает 2 млрд т в год, Цены на мировом рынке этанола приведены в табл. 2 [1].

Вопрос эффективного применения альтернативных топлив растительного происхождения и в настоящее время остается актуальным. Для его решения необходимо рассмотреть новые способы организации рабочего процесса дизелей, новые конструктивные решения элементов, обеспечивающих протекание рабочих процессов, новые значения регулировочных параметров и др. Для решения этих задач разработаны расчетные методы и программ-

Таблица 1

Показатели процесса производства этанола из различного сырья

Сырье	Урожайность, т/га	Стоимость, долл./м^3
Сахарная свекла	2,5—3,0	300—400
Сахарный тростник	3,5—5,0	160
Кукуруза	2,5—3,0	250—400
Пшеница	0,5—2,0	380—400
Картофель	1,2—2,7	800—900
Сладкое сорго	3,0—5,0	200—300
Кассава	1,5—6,0	700
Синтетический спирт	—	540
Кукуруза	2,5—3,0	2,5—3,0
Твердые бытовые отходы	20 м^3/т	—

Таблица 2

Цены на этанол на мировом рынке

Страна	Цена (евро/м^3)
Бразилия	160
Бразилия (безводный спирт)	220
США (безводный спирт)	250
Европа (безводный спирт из сахарной свеклы)	350—450
Бразилия (безводный спирт)	220
Импорт спирта в Европу	190

ные продукты, для эффективного использования которых необходимо правильное задание исходных характеристик исследуемых топлив. Среди таких характеристик — цетановое число, характеризующее способность топлива к самовоспламенению через длительность периода задержки воспламенения (τ_i).

Для расчета продолжительности периода задержки воспламенения часто используют ее зависимость от начальных температуры и давления полученную для реакций с нормальной кинетикой [6]:

$$\tau_i = cP^{-(n-1)}e^{\frac{E}{RT}}, \qquad (1)$$

где T — температура; P — давление; R — газовая постоянная; τ_i — период задержки воспламенения; n — показатель порядка реакции; c — постоянный множитель; E — условная энергия активации.

При определении τ_i важно правильно выбрать постоянные коэффициенты, входящие в уравнение (1). Однако многие работы по исследованию воспламеняемости жидких топлив для определения их кинетических констант проводились в бомбах, протекание рабочего процесса в которых (статическое состояние заряда в момент впрыскивания топлива, постоянство объема камеры сгорания, невозможность воспроизведения нескольких последовательных циклов и др.) сильно отличается от протекания рабочего процесса дизелей. Кроме того, публикуемые значения постоянных коэффициентов E, n, c в различных источниках [6—8] весьма часто не дают сведений ни о применяемых методах измерения или расчета, ни об условиях, в которых проводились опыты. Данное обстоятельство может привести к ошибке в математических расчетах и далее — к противоречивым выводам.

Значения кинетических констант E, n, c для рапсового масла и смесей рапсового масла с этиловым спиртом до настоящего времени в литературе не приводились, что затрудняет моделирование рабочего процесса дизеля, работающего, в частности, на выбранных нетрадиционных топливах.

Нахождение значений кинетических констант E, n, c исследуемых топлив для уравнения (1) возможно при экспериментальном исследовании топлива в различных условиях воспламенения. Эта задача может быть решена при рассмотрении результатов трех различных испытаний, при которых изменяются температуры и давления рабочего тела. В частности, изменение условий воспламенения топлива на двигателе достигается путем изменения момента начала впрыскивания и (или) степени сжатия. В результате получаем систему из трех уравнений с тремя неизвестными константами:

$$\left.\begin{aligned} &1)\ \tau_1 = cP_1^{-(n-1)}e^{\frac{E}{RT_1}} \\ &2)\ \tau_2 = cP_2^{-(n-1)}e^{\frac{E}{RT_2}} \\ &3)\ \tau_3 = cP_3^{-(n-1)}e^{\frac{E}{RT_3}} \end{aligned}\right\}. \qquad (2)$$

Или после логарифмирования получаем:

$$\left.\begin{aligned} &1)\ \ln\tau_{i1} = \ln c - (n-1)\ln P_1 + \frac{E}{RT_1} \\ &2)\ \ln\tau_{i2} = \ln c - (n-1)\ln P_2 + \frac{E}{RT_2} \\ &3)\ \ln\tau_{i3} = \ln c - (n-1)\ln P_3 + \frac{E}{RT_3} \end{aligned}\right\}. \qquad (3)$$

В результате решения системы трех уравнений с тремя неизвестными получаем зависимости для определения кинетических констант E, n, c:

$$n = 1 - \left[\frac{\left(-\frac{T_2}{T_2-T_1}\right)\ln\tau_2\left(\frac{T_1}{T_2-T_1}\right)\ln\tau_1\left(\frac{T_3}{T_3-T_1}\right)\ln\tau_3\left(-\frac{T_1}{T_3-T_1}\right)\ln\tau_1}{\left(-\frac{T_2}{T_2-T_1}\right)\ln P_2\left(\frac{T_1}{T_2-T_1}\right)\ln P_1\left(\frac{T_3}{T_3-T_1}\right)\ln P_3\left(-\frac{T_1}{T_3-T_1}\right)\ln P_1}\right]; \qquad (4)$$

$$c = e^{\left[\frac{T_2 \ln\tau_2 - T_2(1-n)\ln P_2 - T_1 \ln\tau_1 + T_1(1-n)\ln P_1}{\left(T_2 - T_1\right)}\right]}; \quad (5)$$

$$E = RT_1[\ln\tau_1 - \ln c - (1-n)\ln P_1]. \quad (6)$$

Проведение экспериментальных исследований при различных условиях испытаний требует серьезного подхода к оценке влияющих факторов. На период задержки воспламенения в дизеле влияет не только цетановое число топлива, но и другие факторы, например: условия на впуске, температура и давление в цилиндре, режим работы, условия теплообмена, состав смеси, качество распыливания топлива и т. д. Поэтому для оценки влияния характеристик топлива на период задержки воспламенения важно проводить исследования в сопоставимых условиях при контроле и управлении влияющими факторами.

Для таких исследований целесообразно использовать разработанную в РУДН установку ИДТ-69. Эта установка предназначена для оценки воспламеняемости дизельных топлив методом совпадения вспышек и имеет устройства, необходимые для стабилизации внешних условий. Для улучшения качественных характеристик по определению периода задержки воспламенения (повышения точности и удобства измерения) установка ИДТ-69 модернизирована. Общая схема модернизированной установки представлена на рис. 1.

Установка представляет собой стенд с одноцилиндровым вихрекамерным дизельным отсеком *43*, приводимым электродвигателем *48* для поддержания постоянной частоты вращения коленчатого вала и осуществления пуска. Управление работой установки производится с пульта управления *1*, имеющего органы управления работой установки и контрольно-измерительные приборы. Для поддержания требуемой температуры воздуха на впуске в коллекторе *7* уста-

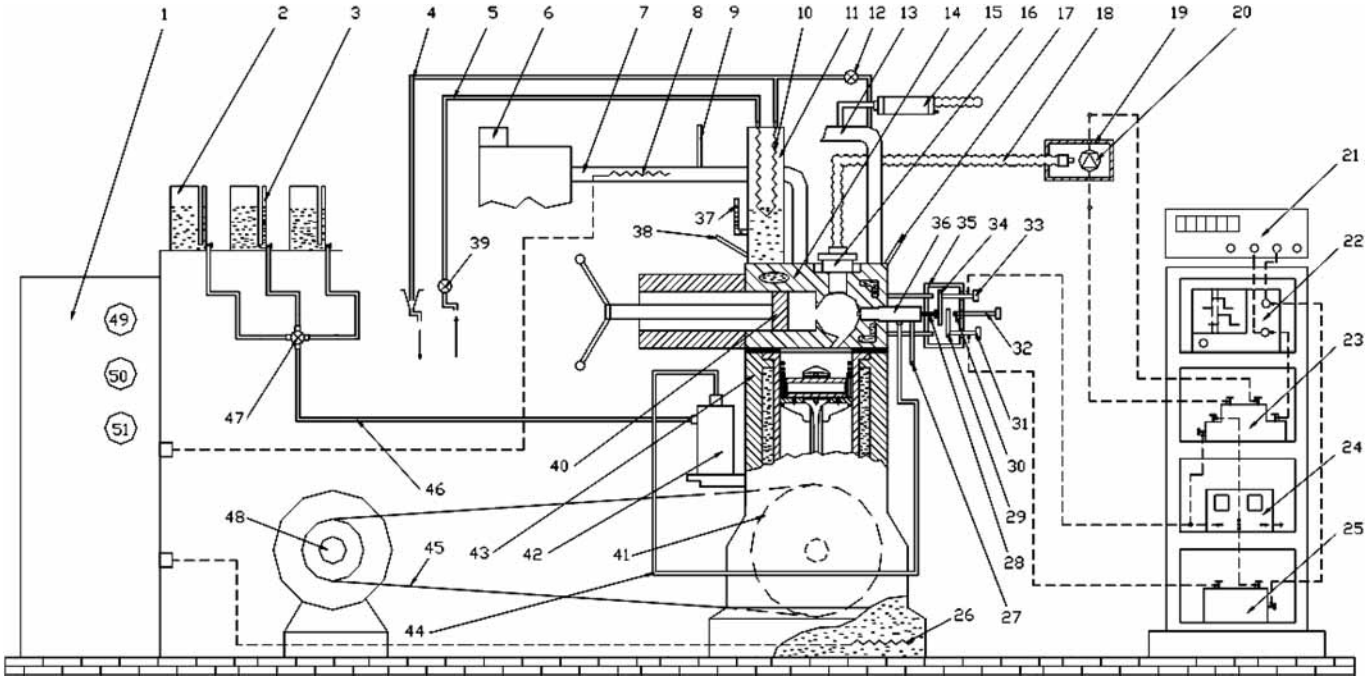


Рис. 1. Схема модернизированной установки ИДТ-69:

1 — пульт управления; *2* — емкости исследуемых топлив; *3* — мензурка; *4* и *5* — слив и подвод охлаждающей воды; *6* — расходомер воздуха; *7* — впускной коллектор; *8* — подогреватель воздуха на впуске; *9*, *17*, *38* — термометры; *10* — теплообменник; *11* — расширительный бак; *12*, *39* — краны воды; *13* — выхлопная труба; *14* — головка отсека; *15* — отборник отработавших газов (дымомер); *16* — оптический приемник; *18* — световод; *19* — фотодатчик; *20* — фотодиод; *21* — частотомер; *22* — осциллограф; *23* — усилитель; *24* — блок питания; *25* — электрический фильтр; *26* — подогреватель масла; *27* — слив топлива форсунки; *28* — изолятор; *29*, *34* — контакты движения иглы форсунки; *30*, *33* — клемма и винт регулировки зазора между контактами; *35* — датчик хода иглы форсунки; *36* — штифтовая форсунка; *37* — мензурка системы охлаждения отсека; *40* — регулировочный поршень; *41* — маховик отсека; *42* — топливный насос высокого давления (ТНВД); *43* — одноцилиндровый отсек; *44* — топливопровод высокого давления; *45* — ременная передача; *46* — топливопровод низкого давления; *47* — кран переключения исследуемых топлив; *48* — электродвигатель привода отсека; *49* — манометр; *50* — реостат; *51* — термометр

новлен подогреватель *8* входящего в цилиндр воздуха, расход которого контролируется расходомером *6*. Температура масла в картере стабилизируется с помощью подогревателя *26*. Необходимая температура воды в системе охлаждения поддерживается с помощью теплообменника *10*, установленного в расширительном баке *11* с проточной водой, забираемой из водопровода.

Изменение степени сжатия в установке производится перемещением регулировочного поршня *40* в головке *14* отсека с помощью винтовой пары. В результате изменяется объем вихревой камеры сгорания, которая имеет цилиндрическую форму с соединительным каналом, расположенным тангенциально и соединяющим ее с полостью над поршнем. В вихревую камеру по оси цилиндрической части установлена форсунка *36* со штифтовым распылителем, имеющая контактный датчик *35* контроля движения иглы распылителя.

На цилиндрической поверхности вихревой камеры в зоне топливной струи форсунки установлен оптический датчик *16* контроля момента воспламенения струи топлива. Фотоприемная часть датчика *19* удалена от отсека с помощью световода *18*, что позволяет термостабилизировать работу электронной части датчика. Для возможности проведения анализа отработавших газов выхлопная система *13* имеет отборник *15*.

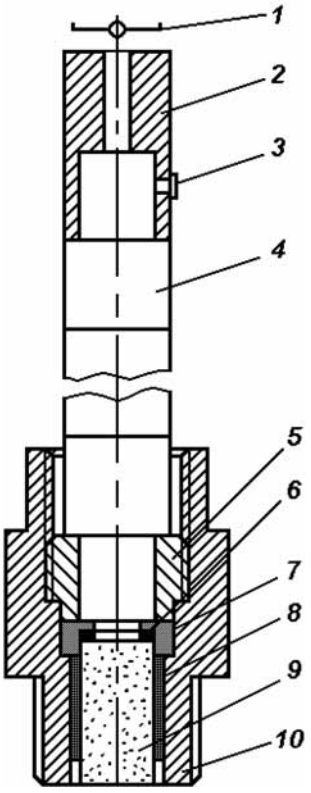


Рис. 2. Устройство оптического датчика:

1 — фотодиод; *2*, *5*, *7* — втулка; *3* — винт; *4* — световод; *6* — прокладка; *8* — асбестовое уплотнение; *9* — кварцевое стекло; *10* — корпус

Для определения периода задержки воспламенения на установке ИДТ-69 была разработана система измерения продолжительности между началом впрыскивания (подъема иглы распылителя) и началом воспламенения струи топлива (появлением светового сигнала от фотодатчика). Для этого штатный датчик мембранного типа заменен оптическим датчиком, состоящим из оптического приемника и фотодатчика. Оптический приемник устанавливается на место штатного мембранного датчика и с помощью световода связан с фотодатчиком. Предложенный метод определения периода задержки воспламенения на установке ИДТ-69 позволил повысить точность эксперимента и удобство обработки регистрации сигнала.

Устройство оптического датчика приведено на рис. 2. В приемнике используется кварцевое стекло, имеющее низкий коэффициент расширения, за счет чего оно выдерживает высокую температуру, способствующую самоочищению его поверхности от нагара.

Определение периода задержки воспламенения на установке ИДТ-69 производилось следующим образом: сигнал от датчика хода иглы форсунки *35* поступал на первый вход осциллографа *22* (см. рис. 1). Момент начала воспламенения топлива регистрировался фотодиодом *20*, размещенным в оптической схеме световода *18*, передающего световой сигнал. Излучение через кварцевое стекло *9* (см. рис. 2) поступало на фотодиод *20* фотодатчика *19*. Полученный в датчике электрический сигнал после усиления в усилителе *23* подавался на второй вход осциллографа *22*. Период задержки воспламенения регистрировался непосредственно на экране осциллографа по смещению сигналов от датчиков хода иглы форсунки и фотодиода. После отладки измерительной системы осциллограф был заменен частотомером Ч3-63/1 (позиция *21* на рис. 1), работающим в режиме измерения длительности импульсов.

Преимущество использования такой установки состоит в возможности проведения контролируемого эксперимента, в котором можно с малой погрешностью стабилизировать такие факторы, как:

— угол опережения впрыскивания топлива;

— цикловую подачу топлива;

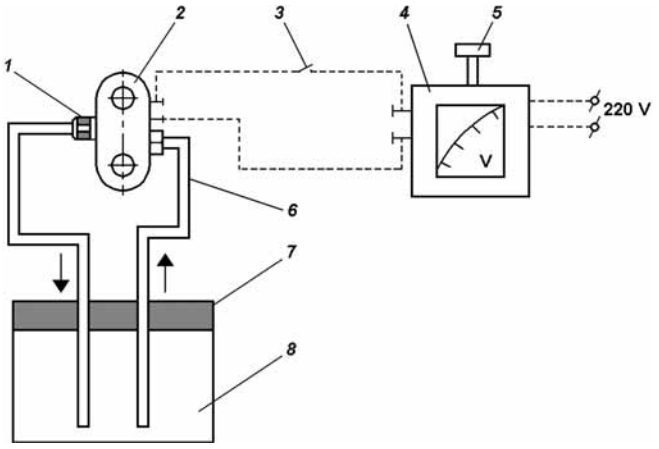


Рис. 3. Смена смесителя:

1 — жиклер; *2* — шестеренный насос; *3* — выключатель; *4* — регулятор напряжения; *5* — регулировочная ручка; *6* — топливопроводы; *7* — пробка; *8* — топливный бак; *9* — электродвигатель

— частоту вращения коленчатого вала;

— температуры охлаждающей жидкости, масла и воздухе на впуске;

— движение воздушного заряда в камере сгорания.

Быстрый перевод установки на работу с различными исследуемыми топливами позволяет оценивать продолжительность периода задержки воспламенения для этих топлив и влияние на нее температуры и давления в камере сгорания, которыми при работе установки можно управлять путем изменения степени сжатия.

Исследование топлив, на основе рапсового масла и этилового спирта, потребовало создания специального смесителя для получения устойчивой смеси. Использование смесителя (его схема приведена на рис. 3) позволяло в процессе эксперимента получать смесь (эмульсию) рапсового масла и спирта без добавления эмульгатора, присутствие которого могло повлиять на продолжительность периода задержки воспламенения и исказить результат.

Смеситель (эмульгирующее устройство), смонтированный на установке ИДТ-69, забирал топливо из резервуара 2 (см. рис. 1) и возвращал его обратно. В процессе циркуляции по системе смесь различных составляющих перемешивалась. Производительность регулировалась изменением частоты вращения электропривода шестеренного насоса. На выходе из насоса был установлен жиклер для повышения эффективности перемешивания и устранения образования паровоздушной фазы вследствие активного испарения легкой фракции этилового спирта.

Таблица 3

Кинетическая вязкость и плотность топлив при температуре 15 °С

Вид топлива	Кинематическая вязкость ν, мм^2/с	Плотность ρ, кг/м^3
ДТ	7,2	840
РМ	112,9	921
90 % РМ + 10 % ЭС	59,5	902
70 % РМ + 30% ЭС	47,2	890

В процессе эксперимента исследовались четыре вида топлив: дизельное топливо (ДТ), рапсовое масло (РМ), смесь (эмульсия) рапсового масла и этилового спирта (ЭС) в соотношении 90 : 10, смесь (эмульсия) рапсового масла и этилового спирта в соотношении 70 : 30.

Испытания различных топлив проводились при одинаковом коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2{,}2$, что позволяло сохранить тепловое состояние камеры сгорания на различных топливах. Перед началом испытаний измерялась кинетическая вязкость ν и плотность ρ исследуемых топлив при 15 °С. Полученные результаты измерений представлены в табл. 3.

Исследования продолжительности периода задержки воспламенения различных топлив на модернизированной установке по изложенной методике были проведены в два этапа. На первом этапе исследований варьировалась степень сжатия, а угол опережения впрыскивания сохранялся неизменным, а на втором этапе степень сжатия сохранялась постоянной, а изменялся угол опережения впрыскивания.

Исследования проведены для следующих топлив: ДТ, РМ, смеси 90 % РМ + 10 % ЭС и смеси 70 % РМ + 30 % ЭС (указан объемный состав смесей). Результаты измерения периода задержки воспламенения τ_i этих топлив на модернизированной установке по изложенной методике при постоянном угле опережения впрыскивания топлива $\theta = 13°$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (п.к.в. до ВМТ), но при различных степенях сжатия $\varepsilon = 12...22$, представлены на рис. 4.

Полученные результаты экспериментов по периоду задержки воспламенения τ_i хорошо аппроксимируются кривыми, монотонно снижающимися при росте степени сжатия ε. Для каждого топлива кривая имеет свой характер изменения. Во всем диапазоне исследованного диапазона степени сжатия наименьший период задержки воспламенения имеет ДТ. Для РМ, имеющего меньшее цетановое число, этот период увеличивается. Наибольший пе-

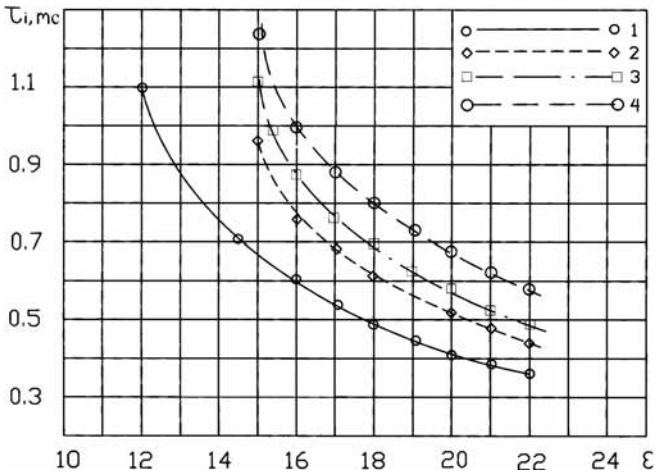


Рис. 4. Зависимость периода задержки воспламенения τ_i от степени сжатия ε при угле опережения впрыскивания θ = 13° п.к.в. до ВМТ, полученная на установке ИДТ-69 при испытании различных топлив:

1 — ДТ; *2* — РМ; *3* — смесь 90 % РМ + 10 % ЭС; *4* — смесь 70 % РМ + 30 % ЭС

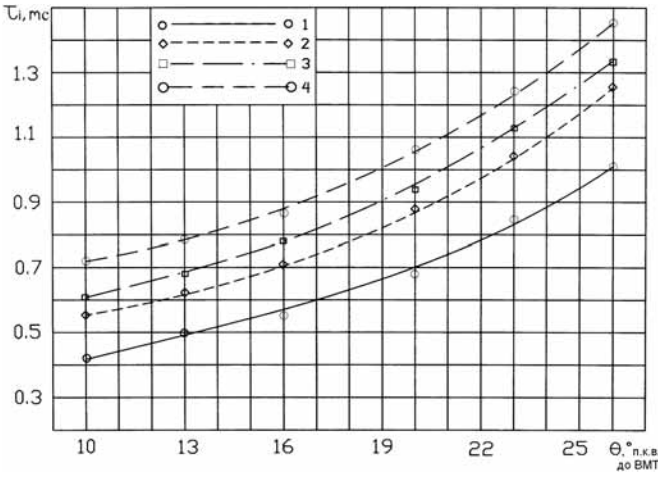


Рис. 5. Зависимость периода задержки воспламенения τ_i от угла опережения впрыскивания θ при степени сжатия ε = 18, полученная на установке ИДТ-69 при испытании различных топлив:

1 — ДТ; *2* — РМ; *3* — смесь 90 % РМ + 10 % ЭС; *4* — смесь 70 % РМ + 30 % ЭС

риод задержки воспламенения отмечен для смесей РМ и ЭС, причем, увеличение содержания этилового спирта увеличивает задержку воспламенения. Полученный результат хорошо согласуется с известными данными по цетановым числам отдельных компонентов. Наибольшим цетановым числом обладает дизельное топливо — 45...49, затем идет рапсовое масло — 35...38 и этиловый спирт — 6...9. При степенях сжатия ε < 14, угле опережения впрыскивания θ = 13° п.к.в. до ВМТ и использовании рапсового масла и его смесей с этиловым спиртом воспламенение топлива уже не происходило.

Аналогичные результаты испытаний этих топлив получены при изменении угла опережения впрыскивания θ от 10 до 26° п.к.в. до ВМТ при степени сжатия ε = 18 (рис. 5). Увеличение θ приводит к снижению температуры рабочего тела в камере сгорания в момент начала впрыскивания, что увеличивает задержку воспламенения τ_i.

Для определения кинетических констант уравнения (1) полученные результаты экспериментальных исследований были обработаны с учетом температуры и давления в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива. Методика определения условий в цилиндре двигателя заключалась в следующем. Давление в цилиндре, соответствующее началу впрыскивания топлива, определялось непосредственно по развернутой диаграмме (рис. 6), полученной индицированием процесса сжатия и расширения в цилиндре установки ИДТ-69 при разных степенях сжатия ε = 12...22.

При допущении о постоянстве показателя политропы сжатия k, давление p и температура T в цилиндре установки в момент начала впрыскивания топлива могут быть определены следующим образом:

$$P = P_a\left(\frac{V_a}{V}\right)^k \text{ и } T = T_a\left(\frac{V_a}{V}\right)^{(k-1)}, \qquad (7)$$

где P_o = 0,1034 — атмосферное давление, МПа; P_a — давление в цилиндре в нижней мертвой точке (НМТ), МПа; T_a = 343 — температура воздуха в НМТ (начале сжатия), К; k — показатель политропы сжатия; $V_a = V_h + V_c$ — объем рабочего тела над поршнем в НМТ; V — объем рабочего тела в момент начала впрыскивания топлива.

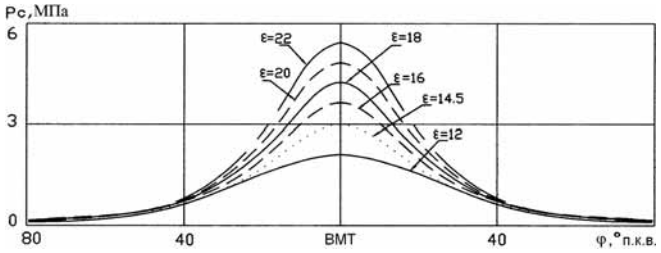


Рис. 6. Экспериментальные индикаторные диаграммы давления в камере сгорания при сжатии-расширении без сгорания для различных степеней сжатия при частоте вращения коленчатого вала $n_{кол}$ = 900 мин$^{-1}$ (φ — угол поворота коленчатого вала)

Текущий удельный объем рабочего тела с учетом кинематики движения поршня в установке ИДТ-69 можно найти по выражению:

$$V = \frac{V_h + V_c}{\varepsilon} \times$$

$$\times \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2}\left(\frac{1+\lambda_ш}{\lambda_ш} - \cos\varphi - \frac{1}{\lambda_ш}\sqrt{1 - \lambda_ш^2 \sin^2\varphi}\right)\right], \quad (8)$$

где $V_h = 6{,}25 \cdot 10^{-4}$ — рабочий объем, м^3; $V_c = V_h/(\varepsilon - 1)$ — объем камеры сгорания; $D = 0{,}085$ — диаметр цилиндра, м; $S = 0{,}115$ — ход поршня, м; $r = S/2$ — радиус кривошипа, м; $l_ш = 0{,}266$ — длина шатуна, м; $\lambda_ш = r/l_ш$; φ — текущий угол поворота коленчатого вала до ВМТ.

При обработке экспериментальных данных значение показателя политропы сжатия можно найти по формуле:

$$k = \frac{\ln\left(\frac{P_c}{P_a}\right)}{\ln\varepsilon}, \quad (9)$$

где $P_o = 0{,}1034$ — атмосферное давление, МПа; P_a — давление в цилиндре в нижней мертвой точке, МПа; P_c — давление в конце сжатия, МПа.

Используя описанную выше методику обработки экспериментальных данных первой серии испытаний при угле опережения впрыскивания $\theta = 13°$ п.к.в. до ВМТ были получены результаты по значениям кинетических констант E, n, c, представленные в табл. 4.

Значения кинетических констант E, n, c, полученные при обработке результатов испытаний второй серии исследований при степени сжатия $\varepsilon = 18$ приведены в табл. 5.

Значения кинетических констант E, n, c по первой и второй серии исследований близки между собой для каждого топлива и их средние значения приведены в табл. 6.

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что снижение цетановых чисел компонентов исследуемых топлив приводит к увеличению энергии активации для этих топлив. Отмечена значительная зависимость периода задержки воспламенения от температуры рабочей смеси, что ухудшает

Таблица 4

Значение кинетических констант *E, n, c* при постоянном угле опережения впрыскивания θ = 13° п.к.в. до ВМТ

Топливо	ε	θ, град	*P*, МПа	*T*, К	τ_i, мс	*E*, МДж/кМоль	*n*	c
ДТ	12	13	1,7	593	1,099	12,41	1,51	0,118
	14,5		2,3	673	0,705	12,40		
	16		2,6	700	0,610	12,41		
	18		3,1	748	0,490	12,40		
	20		3,5	791	0,409	12,40		
	22		4,0	836	0,347	12,39		
РМ	16	13	2,6	700	0,777	15,08	1,33	0,080
	18		3,1	748	0,623	15,07		
	20		3,5	791	0,521	15,07		
	22		4,0	836	0,442	15,06		
90% РМ+10%ЭС	16	13	2,6	700	0,869	17,25	1,20	0,054
	18		3,1	748	0,695	17,25		
	20		3,5	791	0,581	17,25		
	22		4,0	836	0,493	17,25		
70 % РМ + 30% ЭС	16	13	2,6	700	0,990	19,84	0,94	0,031
	18		3,1	748	0,801	19,83		
	20		3,5	791	0,678	19,84		
	22		4,0	836	0,582	19,83		

Таблица 5

Значение кинетических констант *E, n, c* при постоянной степени сжатия ε =18

Топливо	ε	$\theta_{впр}$, град	τ_i, мс	*P*, МПа	*T*, К	*E*, МДж/кМоль	*n*	*C*
ДТ	18	16	0,559	2,7	724	12,40	1,51	0,118
		21	0,739	2,1	675			
		26	1,017	1,6	624			
РМ	18	16	0,705	2,7	724	15,08	1,33	0,080
		21	0,920	2,1	675			
		26	1,255	1,6	624			
90 % РМ + 10 % ЭС	18	16	0,780	2,7	724	17, 25	1,20	0,054
		21	1,010	2,1	675			
		26	1,372	1,6	624			
70 % РМ + 30 % ЭС	18	16	0,880	2,7	724	19,83	0,94	0,031
		21	1,101	2,1	675			
		26	1,449	1,6	624			

Таблица 6

Значение кинетических констант *E, n, c* для различных топлив

Топливо	*E*, МДж/кМоль	*n*	*C*
ДТ	12,40	1,51	0,118
РМ	15,07	1,33	0,080
90 % РМ + 10 % ЭС	17,25	1,20	0,054
70 % РМ + 30 % ЭС	19,83	0,94	0,031

эксплуатационные качества этих топлив для условий России, где температура окружающей среды может изменяться от –40 до +40 °С. Условная энергия активации для топлива из рапсового масла с 30 % спирта на 60 % выше, чем для дизельного топлива.

Вместе с тем с ростом чувствительности к температуре снижается чувствительность топлив к давлению (показатель *n* смеси 70 % РМ + 30 % ЭС стремится к единице). Такое качество топлива является положительным для двигателей с наддувом, в которых давление в цилиндре в конце такта сжатия сильно меняется при изменении нагрузки на двигатель и частоты вращения. Так, например, показатель порядка реакции *n* для дизельного топлива на 38 % выше, чем у топлива из рапсового масла с 30 % спирта. Постоянный множитель *C* для этих топлив отличался в 3,8 раза.

В заключение следует отметить следующее:

1. Создана экспериментальная установка на базе ИДТ-69, позволяющая проводить исследования периода задержки воспламенения различных топлив для дизелей в условиях моторной установки.

2. Исследования различных топлив показали существенную зависимость продолжительности периода задержки воспламенения от вида используемого топлива. Для исследованных топлив энергия активации *E* различалась до 60 %, показатель порядка реакции *n* — до 37 %, а постоянный множитель *C* — в 3,8 раза. Использование неверных значений кинетических констант в расчетных исследованиях может привести к существенным ошибкам в расчетах.

3. Получены значения кинетических констант для рапсового масла и его смесей (эмульсий) с этиловым спиртом, которые могут быть использованы для расчетных исследований рабочего процесса дизеля при работе на этих топливах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гусаков С. В.** Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников. — М.: РУДН, 2008. 318 с.
2. **Использование** растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов и др. М.: ООО НИЦ "Инженер", 2011. 536 с.
3. **Ильинский А. И.** Киотский протокол и новый углеродный ресурс России // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2004. № 6. С. 64—66.
4. **Карпов С. А., Капустин В. М., Старков А. К.** Автомобильные топлива с биоэтанолом. М.: КолосС, 2007. 216 с.
5. **Дугин Г. С.** Применение биоэтанольного топлива на автотранспорте / Г. С. Дугин // Транспорт на альтернативном топливе. 2010. № 5. С. 48—51.
6. **Войнов А. Н.** Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. — М.: Машиностроение, 1977. 277 с.
7. **Дубовкин Н. Ф.** Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания. М.: Машиностроение, 1962. 288 с.
8. **Чулков П. В.** Моторные топлива: ресурсы качество, заменители. Справочник. М.: Политехника, 1998. 416 с.

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Perchatkin Y. V., Shchurin K. V., Mirkitanov V. I.* Improvement of technical solutions on exploitation of hook-on motor transport
A comparative analysis of the characteristics of automobile and tractor trailers and advantages of the latter of them are in the complicated road conditions are specified. The new technical requirements entered by development of GOST 52746—2007 "Tractor-drawn trailers and semi-trailers. General technical requirements". Offers on perfection of the standard, including regarding brake properties of tractor hook-on transport are given.
Keywords: tractor trailers, standardization, a safety, brake properties

6 *Paschenko F., Krukovsky L., Torshin V.* Induction generator with face excitation for the vehicle
In article the description original induction generator with reference to a vehicle is given. Feature of a design consists that the generator has face system excitation. As power windings and excitation windings the solenoidal coils which have been inserted up on motionless cores are applied. Thus the mobile rotor doesn't contain windings and represents. The concentrated windings placed on separate poles the system rotating inside of stator or in parallel to it. The machine can be used for reception of a single-phase or three-phase alternating current of the normal and raised frequency.
Keywords: the Vehicle (HARDWARE), induction generator, cores, power windings, a winding of excitation, a pole

10 *Nazarov A. D.* Position angles of crankshaft's counterweights with optimum variation of their installation and balance of V8 engines
The formulas for calculating the mass of the counterweight crankshaft at the optimum method of balancing a V8 engines are given. They are applicable for the variation when counterweights located on continuations of 1st and 8th crankshaft cheeks are located in the plane of its 1st and 4th cranks, and the position angles of other counterweights are interrelated and have arbitrary values. By changing the position angles of counterweights installed on the extensions of 2, 7 and 3, 6th cheeks of crankshaft within certain limits, it is possible to reduce their mass. The proposed methodology and formulas allow determining mass and geometric parameters of crankshaft?s counterweights and the actual balance V8 engines. This should be considered in the design, manufacturing and evaluation of the real balance of V-8 engines, in the calculation of mass and geometric parameters of crankshaft's counterweights.
Keywords: V8 engines, balance, crankshaft, counterweights, mass and geometric parameters, position angles

15 *Khaziev A., Laushkin A., Gorina K.* Woy does motor oil work out?
In the article reasons for violation of durability of motor oil were described and recommendations were made in order to increase motor oil lifetime by means of on-board diagnostics of automobiles.
Keywords: motor oil, automobiles, on-board diagnostics, motor oil lifetime

17 *Vaskina E., Konovalov I., Petukhov M., Khaziev A.* Conditions of the frontal airbags actuation under the vehicles collision
In the article the vehicles collision process is considered on basis of the impact theory. The rated deceleration and deformation of the vehicle to actuate the front airbags are defined.
Keywords: passive safety, supplement restraint system, airbag actuation, deceleration value, traffic accident, vehicles collision

20 *Katargin V., Pisarev I., Khmelnitsky S.* The analysis of applicability and expediency of recovery repair of units of cars in modern conditions
Results of applied scientific researches are given in problems of development of the directions of increase of efficiency of repair influences in the conditions of transition of market economy to an innovative way of development. In article the existing market principles of providing recovery repair services in the field of the motor transport are analysed, statistical data of the leading companies working at the market of repair of automobile components are provided, the perspective directions of development of repair services for the purpose of increase of level of competitiveness and profitability of the enterprises of automobile branch are defined and proved.
Keywords: unit, recovery repair, technologies of repair, innovations, competitiveness

24 *Tarasik V. P., Pliakin R. V., Romanovich Y. S., Savitsky V. S., Reginia V. V.* Dump truck hydromechanical transmission mechanisms loading prediction based on mathematical modeling
Presented the method of determining the load modes of dump truck hydromechanical transmission mechanisms, based on mathematical modeling of motion with simulated real-world operating conditions, to be used at the design stage. The transmission mathematical models, the model of accidental road microprofile exposure on the drive wheels and transmission mechanisms are given. The characteristics of the specific friction work of hydromechanical transmission clutches, the mean, variance and distribution histograms of transmission load and engine are accepted.
Keywords: dump truck, hydromechanical transmission, planetary gearbox, clutch, probabilistic characteristics, mean, variance, distribution histogram, correlation function, spectral density

37 *Klepik N., Nguyen Xuan Hien.* The use of correlation and regression analysis in estimating, parameter of the homogeneous vehicles
In the article the interrelation between homogeneous vehicles with the using of correlation and regression analysis is examined.
Keywords: correlation and regression analysis, the homogeneous vehicle

40 *Vallejo Maldonado P. R., Gusakov S. V., Devyanin S. N., Markov V. A., Ponomaryev E. G.* Experimental Estimation of Ignition Coefficients for Biofuels in Internal Combustion Engines
An installation that allows to conduct experimental research on ignition delay period for various fuels in a diesel engine has been designed. Kinetic ignition coefficients for petroleum diesel fuel and various kinds of biofuel are estimated experimentally.
Keywords: diesel engine, diesel fuel, biofuel mixture, rapeseed oil, ethanol

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 03.04.2013. Подписано в печать 27.05.2013. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4