ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 11 • ноябрь • 2016

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.3

РОБОТИЗИРОВАННЫЙ КАРЬЕРНЫЙ САМОСВАЛ БелАЗ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТЬЮ 136 ТОНН

ЕГОРОВ А.Н.
БелАЗ (10.375.1775.3-60-72)

Одним из пунктов новой научно-технической программы по развитию автоэлектронники, утверждённой на заседании Совета Министров Союзного государства 12 мая в Могилеве, предусмотрена разработка роботизированной мобильной системы управления карьерными самосвалами. Реализацией данного пункта занимается ОАО "БелАЗ".

Идея создания самосвала без водителя на БелАЗе зрела уже давно. Такая машина призвана решить сразу несколько проблем, и в том числе проблему нехватки высококвалифицированных водителей, требования к физическому состоянию которых достаточно высоки. По сравнению с существующими технологиями добычи и перевозки полезных ископаемых роботизированные карьерные самосвалы могут обеспечить более высокую эффективность открытых горных работ, производительность оборудования и уровень безопасности персонала, а также снизить эксплуатационные издержки за счёт сокращения времени простоев техники, связанных с человеческим фактором. По экспертным оценкам, автоматизированное управление работой автотранспорта в карьере позволяет повысить его производительность более чем на 20 %.

В 2010 году Белорусским автозаводом совместно с российской компанией "ВИСТ Групп" — производителем системы диспетчеризации АСУ ГТК "Карьер" — был впервые разработан и представлен в рамках научно-технической конференции "Перспективы развития карьерного транспорта" дистанционно-управляемый карьерный самосвал грузоподъёмностью 130 т с электроприводом постоянного тока. Разработанная система дистанционного управления стала важным шагом на пути к созданию роботизированного карьерного самосвала.

Современные карьерные самосвалы БелАЗ уже оснащаются бортовым оборудованием, позволяющим эффективно использовать технику на маршруте: системой видеообзора, удалённого мониторинга и диагностики техники на основе унификации бортового оборудования, применения единых алгоритмов управления и программного обеспечения. Данный подход позволяет постепенно перейти и к роботизации карьерных самосвалов. Основная особенность таких машин состоит в возможности контроля и управления многими узлами и агрегатами карьерного самосвала удаленно, а сотни гигабайтов информации, которые получает и хранит современная АСУ ГТК, открывают большие возможности горнодобывающим предприятиям повышать свою эффективность.

Свою заинтересованность в развитии проекта по разработке роботизированного самосвала проявили крупные горнопромышленные компании. Так, в 2014 г. был заключён трёхсторонний договор о сотрудничестве ОАО "БелАЗ" с крупнейшим горнопромышленным холдингом ОАО "СУЭК" (Россия) и разработчиком систем электронного управления роботизированными самосвалами ОАО "ВИСТ Групп" (Россия). Данный документ предусматривает проработку возможности создания интеллектуального карьера с использовани-

ем роботизированных самосвалов БелАЗ в структуре ОАО "СУЭК".

В настоящее время на основе опыта создания системы дистанционного управления разработана система управления, алгоритмы и программное обеспечение прототипа роботизированного карьерного самосвала серии БелАЗ-7513 с электроприводом постоянного тока. В 2013—2015 гг. проведена апробация работоспособности алгоритмов и элементов системы управления в условиях заводского полигона, что подтвердило правильность выбранных технических решений, которые в настоящее время уже могут быть внедрены на серийных карьерных самосвалах компании.

Основное отличие роботизированного карьерного самосвала БелАЗ от предшественника — карьерного самосвала с дистанционным управлением — заключается в возможности автономно двигаться по заранее заданному маршруту. В процессе движения к диспетчеру по беспроводному каналу связи поступает вся необходимая информация о дорожной обстановке, состоянии систем управления. Движение карьерного самосвала к месту погрузки или разгрузки в автономном режиме обеспечивается высокоточной системой спутниковой навигации GPS/Глонасс. Оптико-электронная система, установленная на карьерном самосвале, гарантирует безопасность "вождения" машины при любых погодных и климатических условиях, в любое время суток. Разработка призвана снизить риск для человека при работе в местах с опасными условиями эксплуатации, а также устранить воздействие на организм водителя вредных факторов окружающей среды.

Система состоит из собственно бортовой системы управления, разработанной ОАО "ВИСТ Групп", и удалённого рабочего места оператора, оборудованного широкоформатными высококонтрастными жидкокристаллическими дисплеями. Опытный оператор в непрерывном технологическом цикле может успешно управлять четырьмя-пятью роботизированными карьерными самосвалами, находясь в офисе.

На сегодняшний день, по заказу потребителей, завод совместно с российскими партнерами готов устанавливать оборудование для роботизированного управления на любую модель карьерного самосвала БелАЗ с электромеханической трансмиссией грузоподъёмностью от 90 до 450 т. Дальнейшее развитие конструкции предполагает разработку полностью автономно управляемой машины без участия человека даже удалённо.

АСМ-факты

Фонд перспективных исследований и ЗАО "СуперОкс" запускают проект по созданию компактного электродвигателя на основе высокотемпературных сверхпроводников. Научно-технический совет фонда одобрил проект по разработке образца электродвигателя на основе высокотемпературных сверхпроводящих материалов второго поколения (*ВТСП-материалов*). Образец будет компактным, легким и достаточно мощным для того, чтобы применяться в реальных транспортных средствах. Основным подрядчиком по проекту станет российский производитель ВТСП-провода второго поколения ЗАО "СуперОкс".

В течение более 70 лет после открытия эффекта сверхпроводимости необходимость глубокого охлаждения сдерживала его широкое практическое применение. Уникальность высокотемпературных сверхпроводников состоит в том, что требуемые свойства могут быть реализованы при температуре жидкого азота, которая сегодня легко достижима технически.

Высокотемпературные сверхпроводники имеет смысл применять везде, где необходима передача большого количества энергии. ВТСП-провода допускают плотность тока более 500 А/мм^2, что позволяет передавать без потерь по тонкому сверхпроводнику столько же энергии, сколько по медному кабелю в сотни раз большего сечения. Очевидная сфера применения сверхпроводников — электроэнергетика. Недавно разработанные сверхбыстрые токоограничивающие устройства на основе ВТСП и компактные сверхпроводниковые кабельные линии уже начинают внедряться в сетевой инфраструктуре развитых городов и крупных промышленных объектов. Это позволяет снизить потери, повысить надёжность электроснабжения, снизить требования к закупаемому оборудованию, а значит, и его стоимость.

Сверхпроводники за счёт высокой плотности тока позволяют в разы снизить размеры и вес электрических машин. Это уникальная возможность, так как большие габариты и масса современных электродвигателей и генераторов сдерживают развитие сразу в нескольких транспортных отраслях, не позволяя создавать региональные и магистральные летательные аппараты на электрической тяге, осложняя изготовление и эксплуатацию больших морских судов и ветрогенераторов. Например, современные судовые электродвигатели мощностью более 20 мегаватт имеют размеры и массу на пределе допустимого для их транспортировки от места производства.

При тех же размерах и массе сверхпроводниковые электродвигатели могут быть в несколько раз более мощными и при этом более экономичными, чем обычные. Двигатель на сверхпроводниках очень эффективен уже при 5 % номинальной мощности; в этих условиях обычные электромоторы практически нера-

ботоспособны из-за низкого КПД. На номинальном режиме сверхпроводники поднимают КПД машины выше 98 %, что означает снижение потерь более чем втрое по сравнению с используемыми сегодня электродвигателями. Несмотря на то, что сегодня стоимость сверхпроводящего провода значительно выше, чем для медных проводов, эффект от использования ВТСП в электрических машинах тем выше, чем больше мощность машины.

Низкотемпературные проводники, промышленное использование которых началось еще в 1960-х, активно применяются в медицине для изготовления томографов. ВТСП-томографы смогут работать без применения жидкого гелия для охлаждения, что снизит стоимость эксплуатации: гелий является невозобновляемым ресурсом, стоимость которого выросла с 2000 г. в 2 раза. Переход на безгелиевые томографы — серьёзная стратегическая задача в сфере медицинской техники, и она может быть решена с помощью ВТСП-материалов.

Большие перспективы у сверхпроводниковых технологий в ускорительной технике: как для физики высоких энергий, так и для радиационной медицины. В перспективе, ВТСП будут применяться в новых космических устройствах, а также при создании высокочувствительных датчиков. Такое необычное свойство сверхпроводников, как магнитная левитация, найдет применение для манипуляторов и конвейеров "чистых комнат", в бесконтактных подшипниках, системах высокоскоростного транспорта.

В ближайшее время Фонд перспективных исследований планирует объявить открытый конкурс на лучшее применение высокотемпературных сверхпроводников для создания уникальных устройств и механизмов. Основная цель конкурса — акцентировать внимание научного сообщества на проблеме внедрения и использования ВТСП-материалов. Предполагается, что в конкурсе примут участие представители российских научно-исследовательских институтов и университетов.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.43

ОДНОТАКТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С ВНЕШНЕЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ И КРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ

РЫБАКОВ А.А.
(962.272-21-82)

Однотактный двигатель с внешней камерой сгорания и кривошипно-шатунным механизмом обладает рядом существенных преимуществ по сравнению с классическими двигателями внутреннего сгорания. К таковым, прежде всего, относятся высокая удельная мощность, высокая экологичность, экономичность, увеличенный ресурс двигателя, многотопливность и т. д. Многотопливность означает, что в однотактном двигателе может использоваться любое жидкое или газообразное моторное топливо с любым октановым и цитановым числом без переналадки топливной аппаратуры.

Ключевые слова: *однотактный двигатель, внешняя камера сгорания, эффективность расширения продуктов сгорания, рециркуляция, реверсирование.*

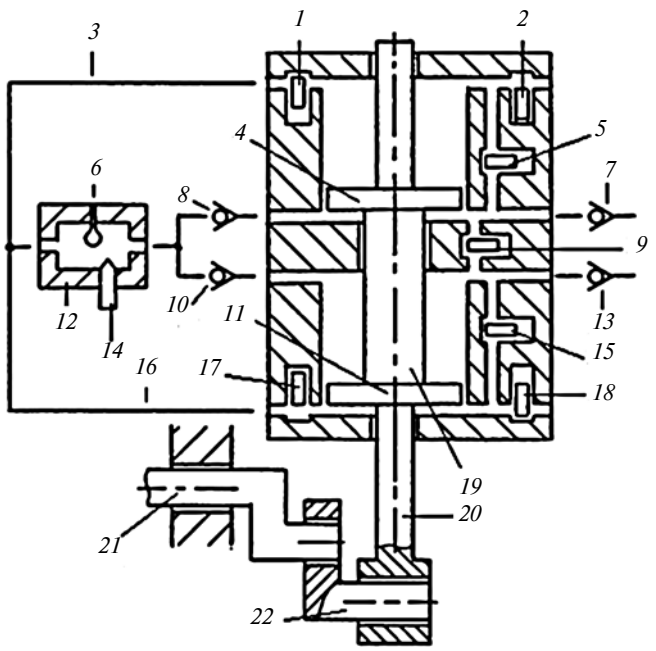
Rybakov A.A.

THE STEP-TYPE ENGINE WITH EXTERNAL COMBUSTION CHAMBER AND CRANCSHAFT-CONROD MECHANISM

The step-type engine with of the external combustion chamber and of the crank mechanism possess row essential preference the comparison with the classical internal combustion engine. First of all such advantages include high power-to-weight ratio, high ecological, increased engine life, all fuel and so on. The multifuel capability of the step-type engine means that for the step-type engine may be applied any liquid or gaseous any motor octane and cetane number fuel equipment without changeover of the fuel apparatus.

Keywords: *step-type engine, external combustion chamber, efficiency of expansion of products of combustion, recirculation, reversal.*

Предлагаемый вниманию читателей однотактный двигатель, схема которого приведена на рисунке, действует следующим образом. При его пуске система управления подаёт топливо в камеру сгорания *3*, где оно смешивается с воздухом с помощью форсунки *2* (пат. № 2388928 РФ) и воспламеняется свечой зажи-



Принципиальная схема однотактного двигателя с внешней камерой сгорания и кривошипно-шатунным механизмом:

1, 17 — впускной клапан; *2, 18* — выпускной клапан; *3, 16* — трубопровод; *4, 11* — поршень двигателя; *5, 9, 15* — перепускной клапан; *6* — форсунка; *7, 8, 10, 13* — обратный клапан; *12* — внешняя камера сгорания; *14* — свеча зажигания; *19, 20* — шток; *21* — коленвал двигателя; *22* — шатун

гания *4*. Образовавшиеся при этом продукты сгорания по трубопроводу *5* через открытый клапан *10* (пат. № 2349765 и № 2352797 РФ) поступают в нижнюю (по схеме) полость поршня *9*. Под их воздействием жёстко связанные между собой поршни *8* и *9* начинают движение вверх. Поэтому давление воздуха в верхней полости (над поршнем) возрастает, обратный клапан *6* открывается, и воздух поступает в камеру сгорания, поддерживая в ней процесс горения подаваемого форсункой *2* топлива. Клапаны *16* и *18* в это время открыты, а клапан *13* закрыт. Поэтому поршень *8*, перемещаясь вверх, не встречает сопротивления. В нижнюю же его полость засасывается воздух из атмосферы.

При движении поршней вверх кинетическая энергия продуктов сгорания через шток *20* и шатун *12* передаётся коленчатому валу *11*. В момент, когда поршни достигнут своего верхнего положения, система управления переводит клапаны *10* и *16* в закрытое, а клапаны *13* и *22* в открытое положения. Теперь продукты сгорания из камеры сгорания по трубопроводу *1* через клапан *13* поступают в верхнюю полость поршня *8*, в результате чего оба поршня начинают движение вниз, и коленчатый вал продолжает вращение в прежнем направлении.

Сжимаемый в нижней полости поршня *8* воздух через обратный клапан *7* поступает в камеру сгорания, обеспечивая горение топлива. Одновременно в верхнюю полость поршня *9* через обратный клапан *20* засасывается воздух из атмосферы, а из нижней его полости отработавшие продукты сгорания через открытый клапан *20* выбрасываются в неё. То есть осуществляется второй рабочий ход. Затем всё повторяется.

В схеме, как видно из рисунка, предусмотрены клапаны *17*, *19* и *21*. Их назначение — организация процессов, улучшающих технические характеристики двигателя. В частности, для использования энергии продуктов сгорания. Как видно из рассмотренного выше принципа работы однотактного двигателя, расширение продуктов сгорания в нём происходит только при их выбросе из цилиндра в конце движения поршней вверх или вниз. При этом они не совершают никакой полезной работы. Чтобы исключить или хотя бы уменьшить эти потери, автор несколько изменил исходную схему двигателя (пат. № 2543908, РФ: "Способ оптимизации процесса расширения продуктов сгорания в цилиндре однотактного двигателя с внешней камерой сгорания").

Суть этого изменения такова. Чтобы обеспечить движение поршней *8* и *9* из нижней крайней точки в верхнюю крайнюю точку, система управления, как сказано выше, открывает впускной клапан *10*. Продукты сгорания из камеры сгорания через него поступают в нижнюю полость поршня *9*. И так как их давление то же, что и в камере сгорания, то поршни перемещаются снизу вверх. При этом клапан *10* всё время остается открытым. В доработанной *схеме система* управления закрывает впускной клапан *10*. В момент, когда поршни ещё не достигли своего крайнего верхнего положения, доступ продуктов сгорания в цилиндр прекращается и начинается процесс их расширения во всей нижней полости поршня *9*. Причём данный момент определяет система управления, отслеживая текущие значения скорости поршней, давление продуктов сгорания в камере сгорания и в нижней полости данного поршня, а также давление воздуха, сжимаемого в его верхней полости. *По этой...* она определяет момент времени открытия перепускного клапана *19*, обеспечивающего максимальное расширение продуктов сгорания в нижней полости поршня *9* к моменту прибытия поршней в верхнюю крайнюю точку. В этот момент она и переводит перепускной клапан *19* в открытое положение. В результате сжатый в верхней полости поршня *8* воздух через перепускной клапан *19* перетекает в нижнюю полость поршня, поэтому противодействие воздуха, сжимаемого в верхней полости поршня *9*, *движению поршней* резко уменьшается.

К этому же моменту в нижнюю полость поршня *8* через клапан *18* уже поступило некоторое количество воздуха из атмосферы. Таким образом, поступающий туда же через перепускной клапан *19* до определённой степени сжатый в верхней полости поршня *9* воздух дополнительно заряжает нижнюю полость поршня *8*, и засасывание воздуха из атмосферы через обратный клапан *18* прекращается. То есть энергия, затрачиваемая на сжатие воздуха на данной фазе такта, вместе с воздухом перебрасывается туда же. Поэтому поступающий в нижнюю полость поршня *8* сжатый воздух, расширяясь, сообщает дополнительный импульс ки-

нетической энергии поршням. Энергия же, затрачиваемая на преодоление динамического сопротивления в обратном клапане *18*, переносится на перепускной клапан *19*. То есть моменты открытия и закрытия впускного клапана *10* и перепускного клапана *19* система управления назначает так, чтобы обеспечить максимальную эффективность процесса расширения продуктов сгорания.

Второе совершенствование схемы связано с управлением рециркуляцией продуктов сгорания на всех режимах работы двигателя, улучшением его экономических и экологических характеристик на переходных режимах. Обеспечивается это следующим образом (пат. № 2525766, РФ: "Способ рециркуляции выхлопных газов во внешнюю камеру сгорания свободнопоршневого энергомодуля с внешней камерой сгорания").

Система управления для каждого хода поршней определяет соответствующие задаваемой педалью "газа" мощности моменты времени закрытия и открытия газораспределительных клапанов. Так, при движении поршней из нижней крайней точки в верхнюю отработавшие продукты сгорания из верхней полости поршня *8* через открытый выпускной клапан *16* выбрасываются в атмосферу. В исходной схеме данный клапан открыт вплоть до момента, когда поршни достигнут крайнего верхнего положения, в доработанной системе управления *закрывает его* в заранее определённый ею момент времени и одновременно открывает перепускной клапан *17*. При этом оставшаяся в верхней полости поршня *9* часть отработавших продуктов сгорания через данный клапан перетекает в нижнюю полость поршня *8* и смешивается там с всасываемым через обратный клапан *18* атмосферным воздухом.

При последующем движении поршней из верхней крайней точки в нижнюю смесь отработавших продуктов сгорания с воздухом через обратный клапан *7* поступает в камеру сгорания. Одновременно в заранее определённый момент времени закрывается выпускной клапан *22* и открывается перепускной клапан *21*. Оставшаяся в нижней полости поршня *9* часть отработавших продуктов сгорания через данный клапан перетекает в верхнюю полость этого поршня и там смешивается со всасываемым через обратный клапан *20* воздухом, после чего эта смесь через обратный клапан *6* поступает во внешнюю камеру сгорания.

Коленчатый вал *11* рассматриваемого однотактного двигателя может вращаться в любую из сторон. Реверсирование его вращения осуществляется следующим образом (пат. № 2538429, РФ: "Способ реверсирования вращения коленчатого вала однотактного двигателя с внешней камерой сгорания").

Если перед пуском двигателя в одноцилиндровом исполнении поршни находятся в верхней или нижней крайней точках, то коленчатый вал *11* и шатун *12* могут оказаться в положении неустойчивого равновесия. Следовательно, направление вращения в момент пуска двигателя окажется непредсказуемым. Чтобы этого избежать, нужен электростартёр, выполняющий предпусковую операцию — вывод коленчатого вала и шатуна из положения неустойчивого равновесия. В дальнейшем система управления форсункой обеспечивает подачу топлива в камеру сгорания и воспламенение его свечой зажигания и, определив мгновенное положение поршней и коленчатого вала, открывает впускной клапан *10* или *21* (в зависимости от того, в каком направлении задаётся вращение коленчатого вала). Оно определяется углом поворота коленчатого вала относительно штока *14* в момент подачи сигнала на открытие клапана *10* или *21*. Этот угол в любом случае должен быть меньше 90°. При этом система управления открывает, в зависимости от нужного направления вращения, либо впускной клапан *10*, либо впускной клапан *13*.

Однотактному двигателю с двумя и более цилиндрами стартер не нужен. При таком исполнении как минимум в одном из цилиндров всегда окажется тот угол, при котором поршни находятся в положении, обеспечивающем вращение коленчатого вала двигателя в нужном направлении.

Таким образом, в предлагаемом автором двигателе за один ход поршней реализуются все четыре такта четырёхтактного ДВС — всасывание, сжатие, рабочий ход и выпуск отработавших продуктов сгорания. В состав его газораспределительного механизма входят 14 клапанов: четыре впускных, четыре выпускных и шесть перепускных клапанов, а в состав четырёхтактного — восемь (четыре впускных и четыре выпускных). Поэтому на первый взгляд кажется, что однотактный двигатель с точки зрения ресурса должен уступать четырёхтактному. Однако это не так. В однотактном двигателе клапаны за один рабочий ход срабатывают 28 раз (16 — впускные и выпускные и 12 раз — перепускные). *В четырёхтактном четырёхцилиндровом ДВС на один цилиндр как минимум имеется 4 впускных и 4 выпускных газораспределительных клапана, которые за один рабочий такт срабатывают (4 + 4)×4 — всего 32 раза.* Кроме того, следует иметь в виду и то, что перепускные клапаны однотактного двигателя действуют только на переходных режимах его работы. Так что на оптимальном режиме его газораспределительные клапаны срабатывают лишь 16 раз, т. е. вдвое реже, чем у четырёхтактного ДВС.

Однотактный двигатель, кроме того, всетопливный, т. е. он может работать на любом моторном топливе — газообразном и/или жидком, имеющем любое октановое и цитановое число.

Решена на нём и проблема охлаждения его поршней и их штоков (пат. № 2427718, РФ: "Способ охлаждения поршней двухцилиндрового однотактного свободнопоршневого с общей внешней камерой сгорания и линейным электрогенератором с оппозитным движением якорей").

Ещё два безусловных достоинства одноходового двигателя: его удельная мощность и обеспечение полного сгорания топлива, а значит — хорошие экологические показатели.

УДК 629.331

ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ ПОВЫШЕННОЙ НАДЁЖНОСТИ ДЛЯ ДВС ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **СЛИВИНСКИЙ Е.В.**, канд. техн. наук **РАДИН С.Ю.**, **ПИВОВАРОВ О.А.**
Елецкий ГУ имени И.А. Бунина (47467.6-40-84)

Представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции газораспределительного механизма для ДВС и определению его основных геометрических параметров. Разработка рекомендуется научно-исследовательским и промышленным структурам в области сельхозмашиностроения с целью её дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

Ключевые слова: *клапан, стержень, тарельчатая пружина, коромысло, привод.*

Slivinsky E.V., Radin S.Yu., Pivovarov O.A.

IMPROVING THE RELIABILITY OF THE TIMING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE PASSENGER CARS

This article presents the materials concerning the development of perspective design of gas distribution mechanism for ice and the definition of its basic geometrical parameters. Development is recommended to research and industrial structures in the area of agricultural machinery with a view to its further consideration and possible implementation in practice.

Keywords: *valve, rod disk, spring, rocker actuator.*

В конструкции современных ДВС легковых автомобилей даже одного производителя применяются самые различные по устройству газораспределительные механизмы. Типичный тому пример — двигатели автомобилей ВАЗ [1, 2].

Обычно такие устройства состоят из клапанов, которые приводятся в движение коромыслами, взаимодействующими с кулачками распределительного вала, приводимого в движение втулочной цепью или зубчатым ремнём от коленчатого вала двигателя. Несмотря на свою эффективность, все подобные газораспределительные механизмы обладают рядом существенных недостатков: во-первых, они сложны по конструкции, а во-вторых, клапана в них в случае отказа привода (обрыв ремня или цепи), "встречаются" с поршнями из-за заклинивания их распределительным валом, после чего двигателю требуется дорогостоящий ремонт.

Учитывая актуальность проблемы в части совершенствования конструкции газораспределительного механизма для ДВС, используемых на различных моделях автомобилей, в ЕГУ им. И.А. Бунина на кафедре прикладной механики и инженерной графики на протяжении ряда лет проводится бюджетная НИР на тему "Динамика, прочность и надёжность транспортных, строительно-дорожных и сельскохозяйственных машин, а также стандартного промышленного и нестандартного оборудования, используемого в Черноземном регионе Российской Федерации". Одним из её разделов является направление, связанное с совершенствованием конструкции ДВС, применяемых в различной транспортной технике и созданных на уровне изобретений.

Анализ многочисленных библиографических источников, а также отечественных и зарубежных патентов позволил разработать на уровне изобретения RU2472008 перспективную конструкцию газораспределительного механизма для ДВС, обладающего повышенной эффективностью использования в сравнении с известными техническими решениями. На рис. 1 показан общий вид привода выпускного клапана двигателя ВАЗ-2108. Механизм состоит из кулачкового вала *1* с кулачком *2*, который кинематически связан с регулировочной шайбой *3* толкателя *4*. Во внутренней полости толкателя расположена тарельчатая пружина *5*, контактирующая с торцом стержня *6* клапана *7*. На стержне с помощью фиксатора *8* закреплена упорная шайба *9*, а между ней и головкой блока цилиндров *10* размещены пружины сжатия *11* и *12*. Головка блока цилиндров *10* снабжена выпускным каналом *13* и в ней установлена направляющая втулка *14*. Головка блока цилиндров жёстко закреплена на блоке цилиндров *15*.

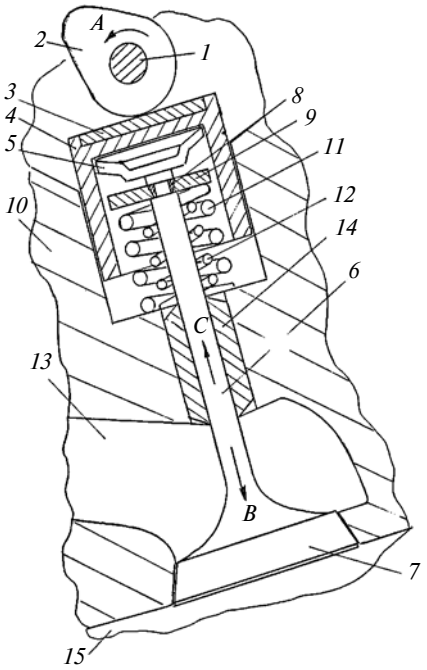


Рис. 1

Работает газораспределительный механизм следующим образом. Для обеспечения различных циклов работы ДВС распределительный вал *1*, вращаясь совместно с кулачком *2* по стрелке *A*, способствует линейному перемещению клапана *7* в направляющей втулке *14* по стрелке *B*, что способствует перекрытию выпускного канала *13* или впускного канала. Возврат в исходное положение клапана *7* осуществляют пружины сжатия *11* и *12*.

В процессе эксплуатации ДВС возможны различные по характеру аварийные ситуации с ГРМ. Наиболее опасная из них, как уже говорилось, обрыв ремня (цепи) в момент, когда кулачок распределительного вала перемещает клапан по стрелке *B* и особенно удерживает его в открытом состоянии. В этом случае происходит ударное взаимодействие поршня двигателя и клапана по стрелке *C*. Но так как торцевая часть стержня *6* клапана упёрта в тарельчатую пружину *5*, то происходит упругая деформация именно тарельчатой пружины, а стержень клапана и другие детали газораспределительного механизма остаются целы.

Технико-экономическое преимущество предложенного технического решения в сравнении с известными очевидно. Анализ предложенного технического решения показывает, что ответственным его

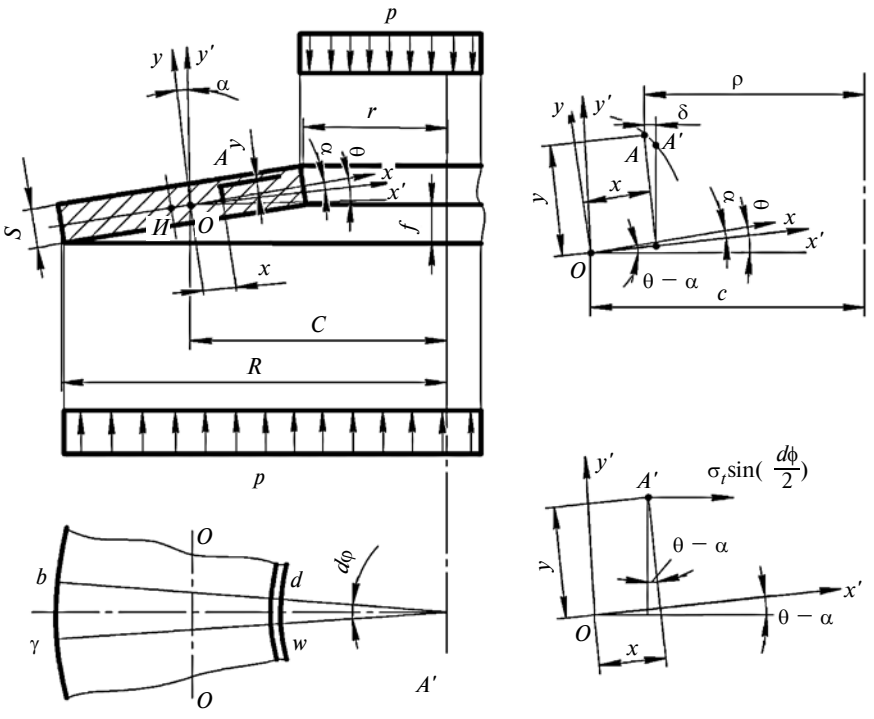


Рис. 2

конструктивным элементом является тарельчатая пружина *5*, и поэтому выбор её геометрических параметров весьма важен с точки зрения её работоспособности и надёжности в аварийных ситуациях.

Известно [3], что тарельчатые пружины представляют собой малоподъёмную коническую оболочку, которая при деформировании получает большие перемещения. Их изготовляют из листовой стали марки 60С2А по ГОСТ 14959—69 или других равноценных по механическим свойствам марок. Расчёт тарельчатых пружин был разработан В.И. Феодосьевым и описан в работе [4].

Рассмотрим тарельчатую пружину, нагруженную силой *P* — ударной нагрузкой, вызванной взаимодействием поршня с клапаном в случае отказа привода кулачкового вала ГРМ. (Расчётные схемы силового нагружения и упругой деформации тарельчатой пружины приведены на рис. 2.) При этом считаем, что меридиональное сечение пружины в процессе упругой деформации не искривляется, а лишь поворачивается как жёсткое целое около неподвижной точки *O*.

В плоской системе координат *XY* видно, что при повороте сечения на угол α некоторая точка *A*, имеющая координаты *x*, *y* приблизится к оси пружины на величину δ и тогда, считая, что из-за малости углов α и θ равны, такая деформация запишется в виде формулы 1 (см. таблицу). Относительная же линейная деформация в окружном направлении в точке *A* на расстоянии ρ от оси диска (рис. 2) может быть определена по зависимости 2.

Если рассматривать тело пружины как кольцевой брус, то нормальные напряжения в меридиональном сечении в соответствии с законом Гука определяются по формуле 3 [4]. Из условия равновесия полтарелки, нагруженной вертикальными силами можно считать, что равнодействующая всех внутренних сил в меридиональном сечении равна нулю, что позволяет определить величину *c*, характеризующую положение точки *O*. Учитывая малость углов θ и α, сумма всех сил, действующих на элемент $abv\omega$, запишется в виде формулы 4.

Заменив в последнем уравнении θ и α соответственно на выражения $2f/(2R - 2r)$ и $2\lambda_1/(2R - 2r)$, где *f* — начальная высота внутреннего конуса, а λ_1 — осадка пружины, можно определить величину нагрузки *P*, необходимой для получения той или иной осадки λ_1 тарельчатой пружины по формуле 5 [4]. По данной зависимости можно подсчитать величину нагрузки, необходимой для той или иной осадки λ_1, однако обратная задача приводит к вычислительной трудности, так как требует решения кубического уравнения. Поэтому обычно в практике строят механическую характеристику пружины в координатах $P = f(\lambda_1)$ и по ней определяют необходимые величины. Вид таких характеристик сущест-

№	Формула	Примечания
1	$\delta \approx x\alpha\left(\theta - \frac{\alpha}{2}\right) + y\alpha$	—
2	$\varepsilon_t = \frac{\Delta\rho}{\rho} \approx \frac{x\left(\theta - \frac{\alpha}{2}\right) + y}{(c - x)}\alpha$	—
3	$\sigma_t = E\varepsilon_t = -E\alpha\frac{x\left(\theta - \frac{\alpha}{2}\right) + y}{(c - x)}\alpha$	—
4	$\frac{P(2R - 2r)}{4\pi} = -\int_F \sigma_t\,[x(\theta - \alpha) + y]dF$	—
5	$P = \frac{2}{3}\frac{\pi E s \lambda_1}{(2R - 2r)^2}\ln\frac{2R}{2r}\left[(f - \lambda_1)\left(f - \frac{\lambda_1}{2}\right) + s^2\right]$	s — толщина пружины
6	$\sigma_{t\max} = \frac{4E\lambda_1}{(2R - 2r)^2}\left[\left(\frac{2c}{2r} - 1\right)\left(f - \frac{\lambda_1}{2}\right) + \frac{s}{2}\frac{2R - 2r}{2r}\right]$	—

венно зависит от толщины тарелки пружины s, а следовательно, и от её жёсткости, и в частности от соотношения $z = f/s$.

Известно [3], что наибольшее значение нормальных напряжений тарельчатых пружин возникает в нижней точке внутренней кромки её при $x = c - r$ и $y = s/2$, которое можно вычислить по формуле 6.

С использованием выше представленной методики расчёта тарельчатых пружин был произведён расчёт геометрических характеристик тарельчатой пружины, установленной в ГРМ ДВС автомобиля ВАЗ-2108, у которого исходными параметрами элементной базы служат следующие: наружный диметр внешней винтовой пружины сжатия D = 36,0 мм, наружный диаметр толкателя $D_н$ = 50,0 мм, внутренний диаметр толкателя $D_в$ = 40,0 мм, диаметр головки клапана $D_г$ = 35,0 мм, диаметр стержня клапана d = 8,0 мм, суммарная линейная жёсткость винтовых пружин сжатия одного клапана $C_к$ = 3,8 кгс/мм, ход клапана h = 8,0 мм, максимальный крутящий момент на коленчатом валу ДВС $M_{кр(max)}$ = 9,4 кгс·м, минимальный крутящий момент на коленчатом валу ДВС (холостой ход) при n = 800 мин$^{-1}$ $M_{кр(min)}$ = 1,4 кгс · м, ход поршня $h_п$ = 70 мм. Анализ работы ДВС показывает, что отказ механизма привода клапанов ГРМ возможен в любой момент времени при различных частотах вращения как, например, при холостом ходу, когда n = 800 мин$^{-1}$, так и с таким же успехом, когда частота его вращения составляет максимальное значение порядка n = 6000 мин$^{-1}$. Поэтому будем считать, что, во-первых, жёсткость одной тарельчатой пружины должна быть несколько выше, чем суммарная жёсткость винтовых пружин сжатия одного клапана, равная $C_к$ = 3,8 кгс/мм, а во-вторых, её упругая деформация должна быть не менее хода клапана h = 8,0 мм. С учётом этих требований рассчитаны геометрические параметры тарельчатой пружины общего назначения, которые соответствуют ГОСТ 3057—79, и работающая на выносливость в условиях циклического нагружения не менее $2 \cdot 10^6$ циклов наружным диаметром 35 мм, рабочим усилием 39 кгс, жёсткостью 4,8 кгс/мм и толщиной s = 2,5 мм. Расчёт напряжений, возникающих в тарелке пружины, показал, что они не превышают допускаемых значений для стали 65С2А и составляют порядка 765 МПа.

Рассмотренное техническое решение предназначено для конкретного ДВС. Однако оно может быть использовано на любом вновь создаваемом или модернизируемом двигателе. Практически не усложняя конструкцию, оно резко повышает надёжность ГРМ.

Литература

1. Демиховский С.Ф. и др. Устройство и эксплуатация автомобилей "Жигули" и "Москвич": Учеб. пособие для подготовки водителей транспортных средств категории "В". — Изд. 2-е, стереотипное. — М.: ДОСААФ, 1986. — 214 с.
2. Круглов С.М. Устройство, техническое обслуживание и ремонт легковых автомобилей: Практ. пособие. — М.: Высшая школа, 1987. — 336 с.
3. Понамарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчёт упругих элементов машин и приборов. — М.: Машиностроение, 1980. — 326 с.
4. Феодосьев В.И. Расчёт пружин Бельвилля. — Новые методы расчёта пружин. М.: Машгиз, 1946. — 102 с.

УДК 62-11(075.8)

РЕКУПЕРАТИВНАЯ ТРАНСМИССИЯ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **ЧМИЛЬ В.П.**
СПбГАСУ (8.906-227-89-18)
Chmil_vp@mail.ru

Рассмотрено предложение по созданию рекуперативной трансмиссии полноприводного автомобиля на примере автомобиля КамАЗ-4310. Улучшаются тягово-тормозные свойства, топливная экономичность, а также экологичность большегрузных автомобилей. Объект исследования — новая функциональная схема рекуперативной трансмиссии полноприводного грузового автомобиля, позволяющая накапливать энергию торможения в гидроаккумуляторе высокого давления и повторно её использовать для увеличения тягового момента на ведущих колёсах. Конструкция предлагаемого устройства основана на принципе цикличной рекуперации кинетической энергии торможения в пневмогидроаккумуляторе в виде гидравлической энергии, а затем повторном использовании накопленной энергии в качестве вспомогательного гидрообъёмного привода грузового автомобиля.

***Ключевые слова**: трансмиссия, крутящий момент, гидронасос, гидромотор, пневмогидроаккумулятор, торможение, рекуперация, вспомогательный привод.*

Chmil V.P.

THE REGENERATIVE MISSION-WHEEL DRIVE VEHICLE

Considered a proposal for the creation of all-wheel drive powertrain regenerative the second car on the example of KamAZ-4310. It improves traction and brake the properties Islands, fuel efficiency and environmental friendliness of heavy vehicles. Object of research - the new functional block diagram of a regenerative four-wheel drive truck drivetrain, allowing to accumulate braking energy in a pressure accumulator and re-use it to increase the drive torque to the drive wheels. The design of the device is based on the principle of cyclically regenerative braking kinetic energy in the form of a hydropneumatic accumulator in the hydraulic energy and then re-use the stored energy as an auxiliary hydrostatic drive truck.

***Keywords:** transmission, torque, hydraulic pump, hydraulic, hydropneumatic accumulator, braking, recovery, auxiliary drive.*

Гибридные приводы, способные аккумулировать и возвращать (рекуперировать) энергию во время работы колесной машины, являются перспективными разработками, прежде всего, для тяжёлой спецтехники и грузовиков [1, 2]. При движении автомобиля в городском цикле или по пересечённой местности повторяющиеся процессы разгона и торможения являются большим потенциалом для экономии энергии и, следовательно, топлива. Отбор и передача мощности на ходу в рекуперативной трансмиссии может осуществляться с использованием раздаточной коробки полноприводного автомобиля [3], рис. 1.

В режиме вспомогательного торможения автомобиля включается электромагнитная муфта *1*, и трансмиссия вращает вал привода обра-

тимой гидромашины *2*, работающей в режиме насоса и подающей рабочую жидкость из гидробака *3* через дроссель *4* и обратный клапан *6* в пневмогидроаккумулятор (АК) *8*, заряжая его. По мере закрытия дросселя *4* сопротивление движению жидкости и вращению соединённой с гидромашиной *2* трансмиссии увеличивается, скорость автомобиля снижается. При превышении максимального рабочего давления в АК (контролируется по манометру *7*), на которое отрегулирован распределитель с гидроуправлением *5*, подача жидкости через открытый распределитель *5* направляется на слив в гидробак *3*. После прекращения торможения автомобиля электромагнитная муфта *1* отсоединяет гидромашину *2* от привода, а АК *8* остаётся заряженным до максимального рабочего давления [4].

Одновременно рекуперация кинетической энергии при торможении позволяет уменьшить износ фрикционных элементов тормозов автомобиля.

Силовой узел рекуперативной трансмиссии автомобиля (обратимая гидромашина и электромагнитная муфта) устанавливается на его раме (рис. 2).

Накопленную в АК при вспомогательном торможении энергию можно полезно использовать для увеличения силы тяги на колёсах автомобиля. Давление рабочей жидкости передаётся обратимой гидромашине-мотору, передающему крутящий момент (например, при использовании аксиально-поршневой гидромашины 310.3.112 — около 300 Н · м) на первичный вал раздаточной коробки (РК) полноприводного автомобиля. Блок-схема преобразования крутящего момента модернизированной трансмиссией полноприводного автомобиля (6×6) с учётом вспомогательного привода изображена на рис. 3.

Диаграмма состояний (*а*) и циклограмма (*б*) выбранного пневмогидроаккумулятора АРХ-6,3/32 при его заряде-разряде изображены на рис. 3.

Установку остальных элементов рекуперативной вспомогательной гидросистемы предлагается размес-

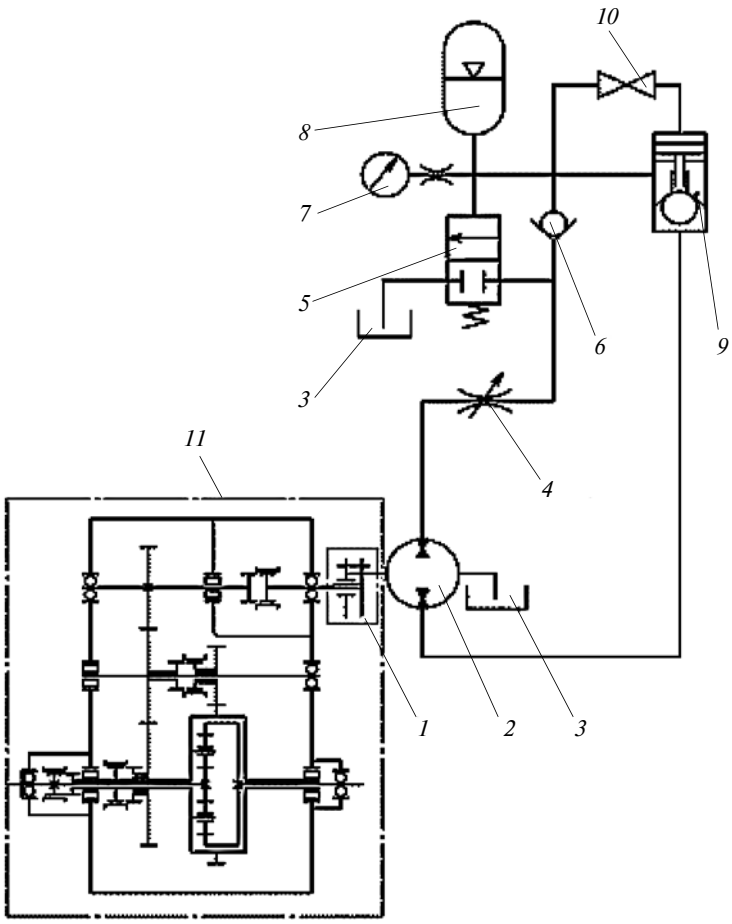


Рис. 1. Функциональная схема рекуперативной трансмиссии автомобиля КамАЗ-4310 (6×6):
1 — электромагнитная муфта; *2* — обратимая гидромашина; *3* — гидробак; *4* — регулируемый дроссель; *5* — распределитель с гидроуправлением; *6* — обратный клапан; *7* — манометр; *8* — пневмогидроаккумулятор; *9* — гидрозамок; *10* — кран ручной; *11* — раздаточная коробка

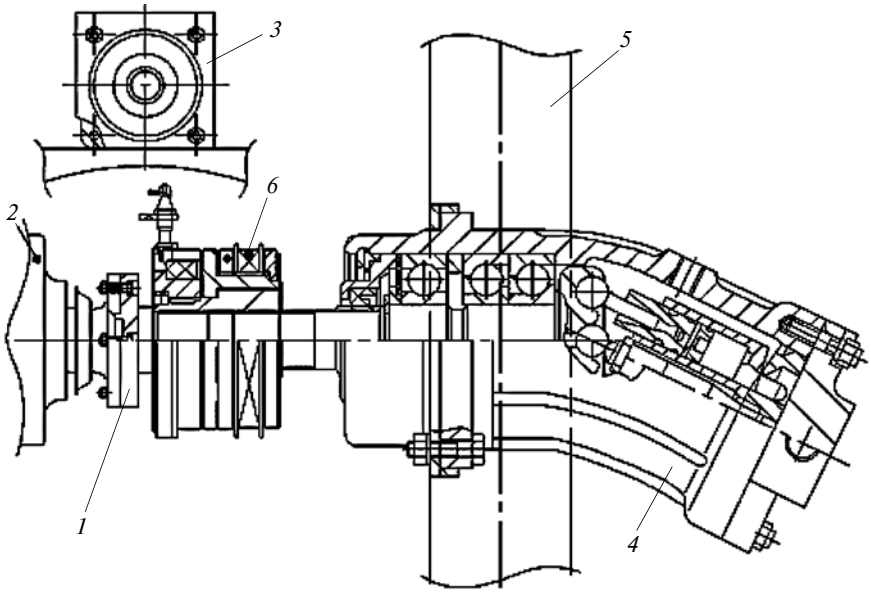


Рис. 2. Силовой узел рекуперативной трансмиссии:
1 — вал-ступица; *2* — коробка отбора мощности; *3* — кронштейн крепления аксиально-поршневой гидромашины к раме; *4* — обратимая гидромашина; *5* — поперечная балка рамы автомобиля; *6* — электромагнитная муфта

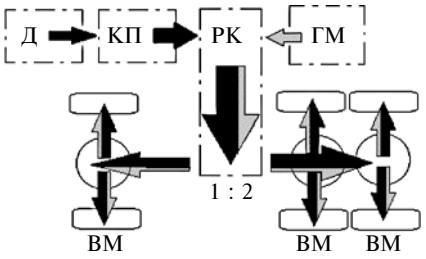


Рис. 3. Блок-схема трансмиссии модернизированного полноприводного автомобиля (6×6):

Д — двигатель внутреннего сгорания; КП — коробка передач; РК — раздаточная коробка; ГМ — гидромотор вспомогательного привода (обратимая гидромашина); ВМ — ведущий мост

тить в нише рамы в районе раздаточной коробки.

Приняв для установки на машине (например, в нишах лонжеронов) энергоблок из соединенных четырёх однотипных пневмогидроаккумуляторов АРХ-6,3/32 (рис. 5), получим суммарное время разряда этого блока 12,8 · 4 = 51,2 с.

По предварительным расчётам применение гибридного привода позволит увеличить максимальный уклон подъёма по асфальтобетонной дороге, преодолеваемый при равномерном движении автомобиля КамАЗ-4310 с 29° до 34°. Экономия топлива двигателем в период работы вспомогательного гидрообъёмного привода при преодолении подъёма может составить не менее 6 %.

Приращение силы тяги в трансмиссии автомобиля при трогании за счёт применения вспомогательного привода — около 2300 Н. Экономия топлива двигателем в период работы вспомогательного привода при трогании — от 5 %.

Вспомогательная гидрообъёмная тормозная система дополняет рабочую тормозную систему автомобиля, снижая её энергонагруженность, повышая надёжность и безопасность торможения. Вместе с тем снижаются эксплуатационные расходы на ремонт и техническое обслуживание, поскольку снижается износ фрикционных накладок тормозов и объёмы регулировочных работ.

Момент сопротивления на валу обратимой гидромашины (режим насоса) при торможении автомобиля в принятом диапазоне давлений составляет около 300 Н · м. Расчётные значения тормозного пути при использовании комбинированного торможения (рабочее и вспомогательное гидрообъёмное) сокращаются на 520 % в зависимости от типа опорной поверхности дороги.

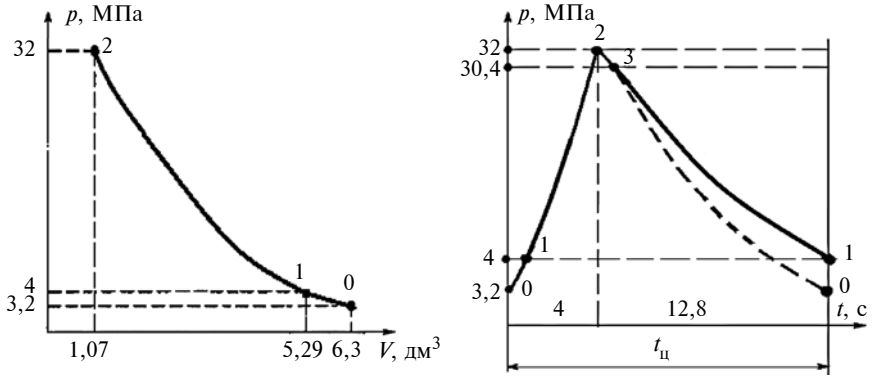


Рис. 4. Диаграмма состояний (а) и циклограмма (б) пневмогидроаккумулятора АРХ-6,3/32 при его заряде и разряде для рассмотренных условий движения автомобиля

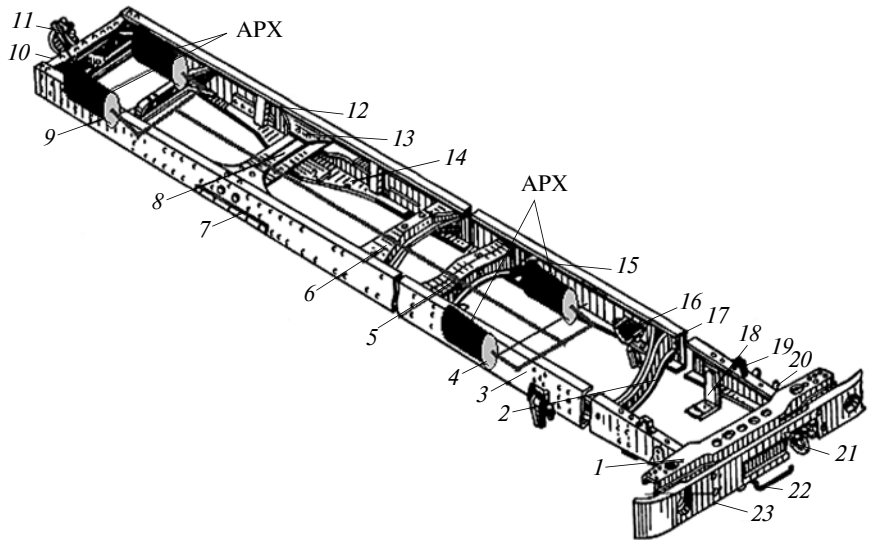


Рис. 5. Пример компоновки трансмиссионных пневмогидроаккумуляторов на раме автомобиля КамАЗ:

1, 2, 5, 6, 8, 9, 10 — поперечины рамы; *3, 4* — продольные балки рамы; *7* — прокладка кронштейна балансирной подвески; *11* — тягово-сцепное устройство; *12* — усилительная вставка продольной балки; *13, 14* — верхняя и нижняя косынки поперечины; *15* — кронштейн балки, поддерживающей опоры силового агрегата; *16* — кронштейн задней опоры двигателя; *17* — кронштейн передней подвески; *18* — кронштейн передней опоры силового агрегата; *19* — кронштейн опоры радиатора; *20* — кронштейн передней подвески; *21* — передний буксирный крюк; *22* — подножка; *23* — передний буфер; АРХ — пневмогидроаккумуляторы

Литература

1. Чмиль В.П., Чмиль Ю.В. Система рекуперации кинетической энергии автомобиля КамАЗ. Автомобильная промышленность, № 8, 2012, с. 13—15.
2. Чмиль В.П. Рекуперация кинетической энергии и вспомогательный гидропривод для её осуществления. Строительные и дорожные машины, № 2, 2015, с. 37—43.
3. Автомобили КамАЗ: Руководство по ремонту и техническому обслуживанию. — М.: Издательство "РусьАвтокнига", 2001, с. 99.
4. Пат. РФ 111494, МПК B60T 1/10. Рекуперативная вспомогательная гидросистема базового автомобиля автокрана /№ 2011112349/11; заявл. 31.03.2011; опубл. 20.12.2011, бюл. № 35.

УДК 621.33

СИСТЕМА ЧАСТОТНОГО УПРАВЛЕНИЯ АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ С КЭУ И ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук **ПРОХОРОВ В.А.**
Московкий политехнический университет (МАМИ)
(499. 762-09-76; 8-917-537-25-14)

Рассматриваются вопросы создания и практической схемной реализации системы управления транзисторными ключами трёхфазного инвертора для электроприводов автомобилей и электромобилей на базе частотно-управляемого асинхронного двигателя.

Ключевые слова: *частотное управление асинхронным двигателем, трёхфазный транзисторный инвертор, трёхфазный распределитель импульсов, угол коммутации транзисторов, управляемый задающий генератор, счётчик импульсов, дешифратор, триггер, элементы логики.*

Prochorov V.A.

SYSTEM OF FREQUENTIAL CONTROL OF THE ASYNCHRONOUS ELECTRIC DRIVE FOR CARS WITH COMBINED POWER INSTALLATION AND ELECTRIC VEHICLES

The article looks into the questions of creation and practical circuit implementation of the control system of transistor switches of three-phase inverter for electric vehicles and electric vehicles based on frequential-controlled asynchronous motor.

Keywords: *frequential control of the asynchronous motor, three-phase inverter transistor, three-phase pulse distributor, angle of commutation of transistors,controlled driving generator, pulse counter, decoder, trigger, logic elements.*

В современной технике, например, в станкостроении, на автомобилях и электромобилях используется большое количество электроприводов. Наиболее перспективны — электроприводы, реализованные на базе самых простых по конструкции, самых надёжных в работе и самых дешёвых — асинхронных электродвигателей. Регулирование по частоте и величине трёхфазного напряжения на них формируется полупроводниковыми, чаще всего транзисторными преобразователями напряжения и частоты. Конечным звеном таких преобразователей служит мощный транзисторный преобразователь, называемый инвертором. Логика работы транзисторных ключей инвертора формируется маломощным устройством, называемым распределителем импульсов.

В данной статье рассматривается распределитель импульсов, позволяющий реализовать следующие функции: регулировать частоту следования импульсов в практически неограниченном диапазоне с точки зрения приёмистости объекта управления (например, асинхронного двигателя); осуществлять широтно-импульсное регулирование напряжения как вручную, так и автоматически; регулировать углы управления ключами (углы коммутации) силовой части преобразователей как вручную, так и автоматически, с созданием паузы между импульсами управления ключами одной стойки инвертора; реализовать логику управления асинхронными, шаговыми и волновыми двигателями; визуально контролировать значения углов коммутации как в ручном, так и автоматическом режимах управления объектами путём вывода информации на индикатор.

Блок-схема рассматриваемого распределителя представлена на рис. 1. Он включает: управляемый

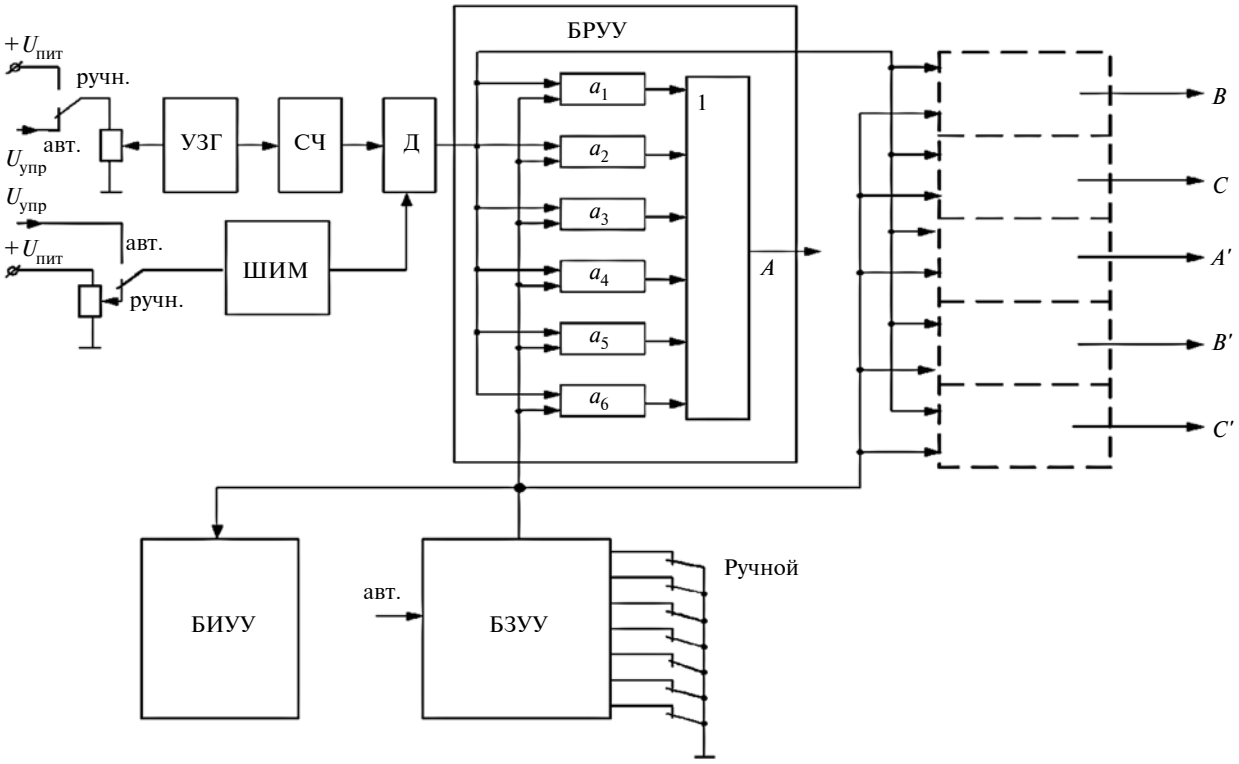


Рис. 1

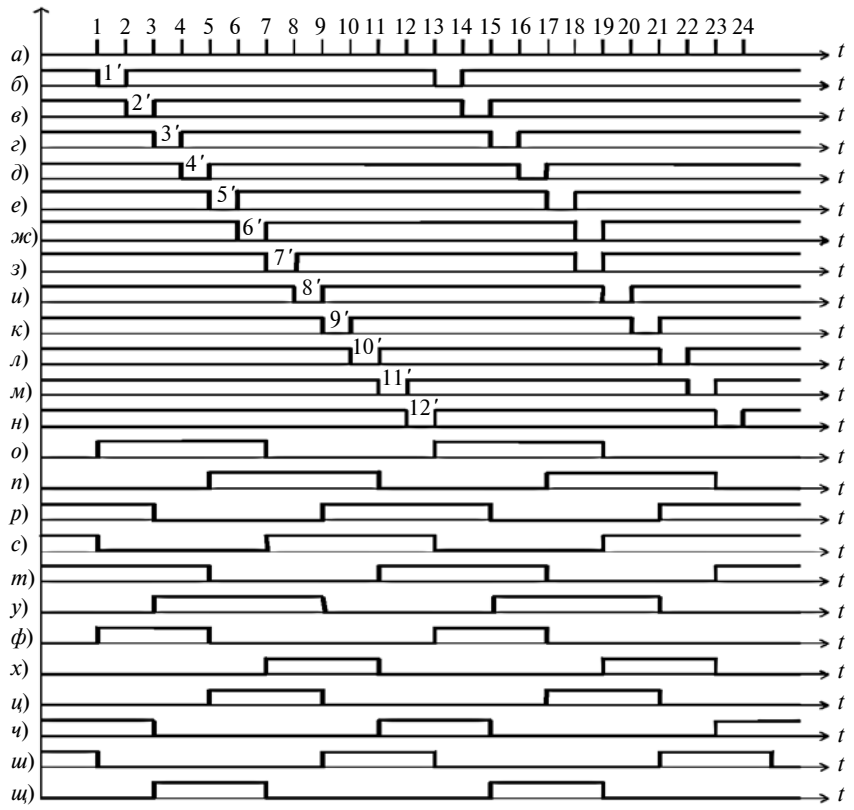


Рис. 2

задающий генератор (УЗГ), счётчик импульсов (СЧ), дешифратор (Д), широтно-импульсный модулятор (ШИМ), блок задания угла управления (БЗУУ), блок реализации угла управления (БРУУ), блок индикации значения угла управления (БИУУ). На рис. 2 показана диаграмма работы основных узлов распределителя ($\alpha_п$ — текущее значение угла управления).

Последовательность регулируемых по частоте выходных импульсов управляемого задающего генератора представлена на графике — поз. *а*. Поступающие на вход счётчика СЧ на его выходе эти импульсы преобразуются в кодовую четырёхразрядную комбинацию двоичных чисел. Эта информация, поступая на вход дешифратора Д, на его выходах преобразуется в последовательность отрицательных импульсов длительностью 30 электрических градусов и сдвинутых по отношению друг к другу по фазе также на 30 градусов. Полная последовательность всех двенадцати выходных импульсов дешифратора составляет полный период их повторения — 360 градусов. Графики выходных импульсов дешифратора 1'—12' также показаны на рис. 2 (поз. *б...н*).

Проинвертировав полученные импульсы дешифратора, можно группировать их в любой необходимой комбинации. Так, например, просуммировав импульсы 1'—6' на входах шестивходового логического элемента "ИЛИ", на его выходе можно получить импульсы длительностью 180 градусов. Просуммировав импульсы 5'—10', получим импульс управления также длительностью 180 градусов, но сдвинутых по фазе, по отношению к предыдущему, на 120 градусов. Аналогичным образом можно получить очередной импульс управления, сдвинутый ещё на 120 градусов.

С помощью полученной комбинации импульсов (рис. 2, поз. *о...у*) можно управлять трёхфазным инвертором, позволяющим на нагрузке получить трёхфазную систему напряжений.

Коммутацию ключей инвертора, полученную таким образом, называют 180-градусной. Графики импульсов управления инвертором для осуществления 120-градусной коммутации его ключей представлены также на рис. 2 (поз. *ф...щ*).

Полная электрическая схема рассматриваемого распределителя импульсов представлена на рис. 3.

Дешифратор импульсов и счётчик реализованы на микросхемах D25 и D26. Блок реализации углов управления (БРУУ) всеми шестью ключами инвертора AA'BB'CC' выполнен на микросхемах D1...D24. Узел формирования, например сигнала А, состоит из шести инверторов D1.l1...D1.4 и D5...D5.2, шести элементов "И-НЕ" для формирования нужного значения угла управления D2.3...D2.4 и D3.1...D3.4 и одного объединяющего элемента "6 И-НЕ" D4. Блок задания угла управления реализован на микросхемах D28...D32 и D33...D36, а блок индикации выбранного значения угла управления — на транзисторах VT1...VT7 и светодиодах VD1...VD7.

Работает схема следующим образом. При включении переключателя S7 (ручное управление) на инверсных выходах всех шести D триггеров D31.1...D31.4 и D32.1...D32.2 устанавливается состояние логической единицы. Соответственно, такое же состояние установится на выходах всех шести элементов D28.1...D28.6, что установит по выходам ячейки D33...D36 в состояние логического нуля. Это приведёт к появлению на выходах элементов D2.3...D2.4 и D3.1...D3.4 логической единицы, а на выходе всего канала формирования сигнала управления А будет иметь место состояние логического нуля, т.е. сигнал управления одним из ключей инвертора будет отсутствовать. Аналогичное состояние будет на выходах всех остальных каналов управления A'BB'CC'.

При кратковременном нажатии на одну из кнопок S1—S6 при выбранном необходимом значении угла управления на инверсном выходе соответствующего триггера установится состояние логического нуля. Такое же состояние установится на выходе одной из ячеек D28.1—D28.6 соответствующего канала. Этот сигнал сформирует на выходах ячеек D33—D36 соответствующие логи-

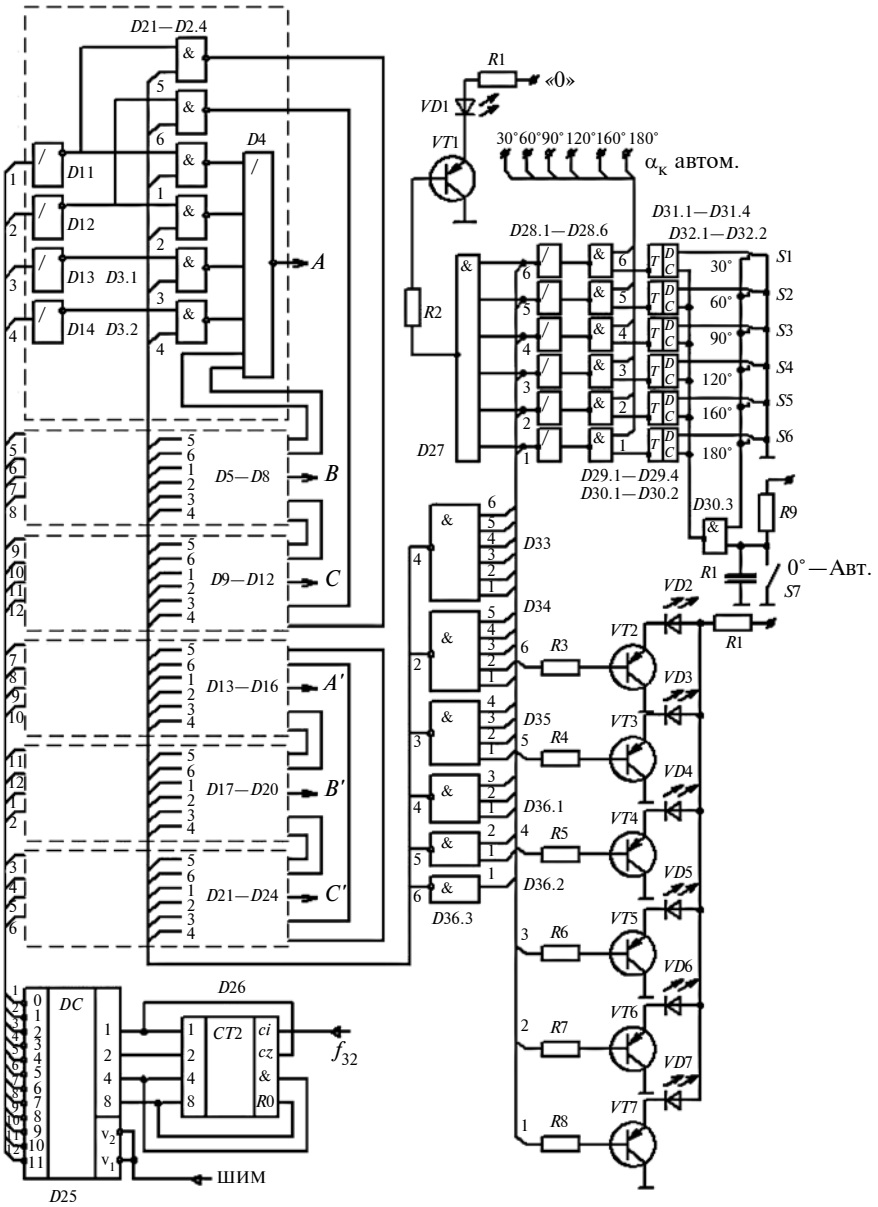


Рис. 3

ческие состояния, которые дают разрешение элементам D2.3—D2.4 D3.1—D3.4 на пропуск на вход объединяющего элемента D4 необходимого числа импульсов *n* от дешифратора и формирование соответствующего угла управления $\alpha_n = n \cdot 30°$. Так, например, при нажатии на кнопку S6, соответствующей углу управления 180 градусов, на инверсном выходе триггера D32.2 появится нулевой уровень. Такой же сигнал появится на выходе ячейки D28.6, что приведёт к установлению всех ячеек D33—D36 по выходу в состояние логической единицы. При этом все шесть ячеек D2.2...D2.4 и D3.1...D3.4 получают команду на пропуск на вход элемента D4 всех шести импульсов от дешифратора. В результате на выходе всего канала формирования импульса управления *A* будет иметь место импульс длительностью 180 градусов. При нажатии на кнопку S5 (соответствует углу управления в 150°) триггер D32.2 вернется в исходное состояние, а нулевой уровень установится на выходе ячейки D28.5. При этом только на выходе ячейки D36.3 из всех шести элементов D33—D36 установится нулевое состояние. Это означает, что на одном из входов D4 будет постоянно иметь место высокий потенциал, а на его выход пройдут только пять импульсов дешифратора, соответствующих 150-градусному углу управления.

Если переключатель S7 выключить, то управлять выбором нужного значения угла управления можно автоматически, подавая нулевые потенциалы на соответствующие клеммы $\alpha_к$ (30—180°).

Индикация выбранного значения угла управления происходит следующим образом. При включении переключателя S7 на выходах D28.1...D28.6, т.е. на входах элемента D27, устанавливаются единичные уровни. На выходе D27 появляется низкий уровень, через R2 он поступает на базу транзистора VT1, открывается и загорается светодиод VD1 и высвечивается число "0". Это значит, что система готова к работе. При нажатии кнопки S6 на выходе D28.6 появляется нулевой уровень, а на выходе D27 — единичный уровень. VT1 закрывается и VD1 гаснет. При этом одновременно низкий уровень с выхода D28.6 подается на базу VT7, он открывается, диод VD7 загорается и происходит индикация угла управления 180°.

Приведенная принципиальная электрическая схема реализована на практике: изготовлен и опробован макетный образец системы управления. Устройство позволяет: дискретно, через каждые тридцать градусов, регулировать угол коммутации транзисторов инвертора (при этом автоматически регулируется как форма фазного напряжения, так и его действующее значение); плавно регулировать частоту вращения асинхронного двигателя специального назначения в диапазоне от 0 до 24 000 об/мин и осуществлять реверс двигателя; плавно регулировать напряжение на двигателе от нуля до номинального значения; легко переводить систему из двигательного режима работы в генераторный (рекуперативный) и обратно.

Литература

1. Прохоров В.А. Формирование логики управления транзисторным инвертором привода электромобиля. Известия МГТУ "МАМИ" № 1(23), 2015, т. 1.
2. Прохоров В.А. Элементы и узлы полупроводниковых преобразователей электрической энергии. — М.: МГТУ "МАМИ", 2003. — 90 с.
3. Полупроводниковые преобразователи электрической энергии / В.А. Прохоров и др.; под ред. В.А. Прохорова. — М.: МГТУ "МАМИ", 2004. — 97 с.

УДК 629.003.13

ИДЕНТИФИКАЦИЯ НЕГОЛОНОМНЫХ НЕСОВЕРШЕННЫХ СВЯЗЕЙ КОЛЕСА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПРИ ДВИЖЕНИИ В СЛОЖНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

Д-р техн. наук **КАТАНАЕВ Н.Т.**,
кандидат техн. наук **ЛЕПЁШКИН А.В.**, **КОЛБАСОВ А.Ф.**
Московский политехнический университет (МАМИ)
(495.276-32-79), lep@mami.ru

Приводятся результаты моделирования взаимодействия шины эластичного колеса с дорогой с изменяющимися в широком диапазоне характеристиками скольжения. Рассматриваются наиболее типичные опорные поверхности, обладающие различными сцепными свойствами. Предлагается описание реакций связей колеса с опорой, построенное на основе анализа физических процессов в пятне контакта, и проводится сравнение результатов расчёта по разработанной модели с результатами известных исследований.

Ключевые слова: *моделирование, реакция связей колеса с опорой, коэффициент сцепления, скольжение, идентификация характеристик.*

Katanaev N.T., Lepeshkin A.V., Kolbasov A.F.

IDENTIFICATION OF NONHOLONOMIC IMPERFECT RELATIONSHIPS OF WHEELS OF THE VEHICLE WHEN DRIVING IN DIFFICULT ROAD CONDITIONS

The paper presents the simulation results of the interaction of the tire elastic wheel with the road variable in a wide range of ha characteristics of the slip. Discusses the most typical support on the surface with different grip properties. Offers descriptions of reactions of ties wheels with bearing constructed on the basis of the analysis of physical processes in the contact patch, and the results are compared for the calculation of model with the results of known studies.

Keywords: *modeling, reaction links and wheel bearing, coefficient of friction, slide, identification of the characteristics*

Такие параметры транспортного средства, как масса, линейные размеры, моменты инерции и др. определяются по известным методикам либо измеряются непосредственно с использованием соответствующих приборов. Ряд других параметров и характеристик определяются достаточно сложными путями в силу большого числа различного рода факторов, влияющих на исследуемый объект. К таким объектам, в первую очередь, следует отнести колесо — один из самых нагруженных и ответственных узлов транспортного средства и во многом определяющий такие фундаментальные показатели, как производительность, управляемость и устойчивость ТС.

Главная особенность колеса как элемента системы "транспортное средство — опорная поверхность" состоит в том, что между колесом и опорной поверхностью существует несовершенная неголономная связь, которая усугубляется плохим качеством этой поверхности. Из-за этого возникают упругие и фрикционные проскальзывания колеса относительно опоры, а следовательно, происходят как силовые, так и скоростные потери. Кроме этого, нарушение этих связей зачастую приводит к ДТП.

Вопросам идентификации этих связей посвящено немало работ, начиная с конца позапрошлого века, но полемика относительно этой проблемы продолжается до настоящего времени. За это время сформировались разные научные направления. Сравним модели, построенные на подробных описаниях процессов, протекающих в исследуемом объекте, и модели, основанные на идентификации физических процессов взаимодействия эластичного колеса с неидеальной с точки зрения сцепных свойств опорной поверхностью.

К первому направлению относится цикл исследований, проведённых в рамках Соглашения № 14.B37.21.0290 от 27 июля 2012 г. на поисковые НИР по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010—2012 гг. по ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" (2009—2013 гг.).

В них использовалась построенная на основании математического описания [1] модель взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью. На основании этой модели, сформированной в виде программного модуля [2], было получено описание движения многоприводной колёсной машины с бесступенчато регулируемой "интеллектуальной" трансмиссией с индивидуальным подводом мощности к каждому колесу. Это описание было предназначено для проведения исследований по разработке системы автоматического адаптивного управления (САУ) режимом работы трансмиссии ТС и включало указанную модель взаимодействия шины с опорной поверхностью в сложных условиях, призванную учесть влияние проскальзывания колёс ТС относительно дороги при изменении режима работы его трансмиссии.

Адекватность построенной подробной модели реальным процессам проверялась путём сравнения результатов расчётов, полученных с использованием разработанного описания, с опубликованными результатами экспериментальных исследований, приведённых, например, в работах [3—5 и др.].

Результатами исследований стали данные моделирования качения ведущего колеса с шиной 1300×530-533 при изменении продольной величины скольжения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью s_x в диапазоне от 0 до 0,5 по пяти вариантам опорных поверхностей с условными названиями: "сухой асфальт", "суглинок", "песок", "заболоченный луг" и "снег при температуре минус 5 °С". Эти исследования проводились как для одиночного колеса [6], так и для колёс, работающих в составе двухосной тележки с балансирной подвеской [7]. В последнем случае при моделировании учитывалось и то, что колесо второй оси тележки движется "след в след" за колесом передней оси.

Условия движения колеса при моделировании задавались следующими величинами: давление воздуха в шине — p_w = 0,3 МПа, вертикальная составляющая нагрузки на ось колеса R_z в диапазоне от 0 до 55 кН, продольная скорость движения оси V_x от 1,3 м/с до 6,87 м/с, угловая скорость вращения колеса $\omega_к$ соответственно от 2,24 до 11,81 рад/с.

При этом указанная сложная модель для проведения расчётов требовала значения более десяти параметров (см. [6, 7]), характеризующих физические свойства шины и рассматриваемых опорных поверхностей до прохода одиночного колеса, а также при моделировании работы двухосной тележки с балансирной подвеской изменение этих параметров после прохода колеса передней оси тележки.

На рис. 1 [6] приведены расчётные зависимости коэффициента φ_x сцепления колеса с опорной поверхностью от продольного скольжения s_x при нормальной нагрузке R_z = 20 кН на скорости $V_x \approx$ 1,3 м/с. Как видим, каждая из принятых опорных поверхностей имеет свой характер взаимодействия с колесом и этот ха-

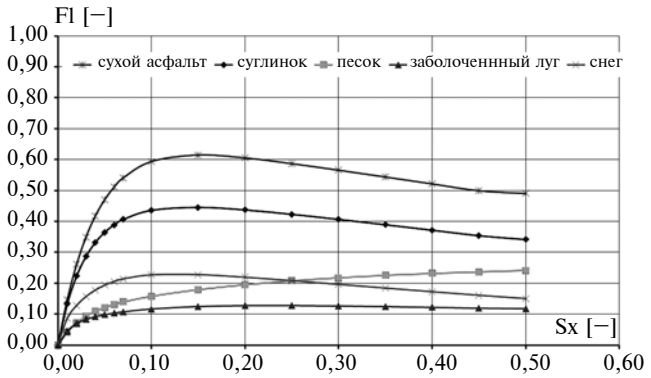


Рис. 1. Зависимости коэффициента сцепления φ_x от продольного скольжения s_x

рактер хорошо согласуется с данными, опубликованными в работах [3—5].

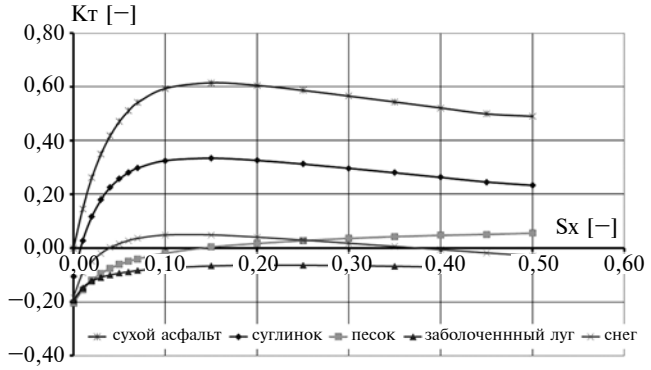
В упомянутых условиях при моделировании также были получены тяговые характеристики ведущего колеса, а именно зависимости соответствующих коэффициентов тяги $k_т = \varphi_x - f_s = R_x/R_z$ ведущего колеса от продольного скольжения s_x в пятне контакта (здесь f_s — коэффициент сопротивления качению колеса; R_x — продольная составляющая усилия, передаваемая колесом через ось на остов ТС; R_z — нормальная к опорной поверхности составляющая усилия, передаваемая колесом через ось на остов ТС). Графики этих зависимостей, приведённые в работе [6], представлены на рис. 2.

Анализ приведённых графиков свидетельствует, что из рассматриваемых условий качения при движении по "песку" и "снегу" колесо работает на границе проходимости, а по "заболоченному лугу" колесо самостоятельно двигаться не может из-за существенного ограничения величины реализуемого на нём крутящего момента $M_к$ и требует для этого некоторого толкающего усилия, передаваемого через остов ТС.

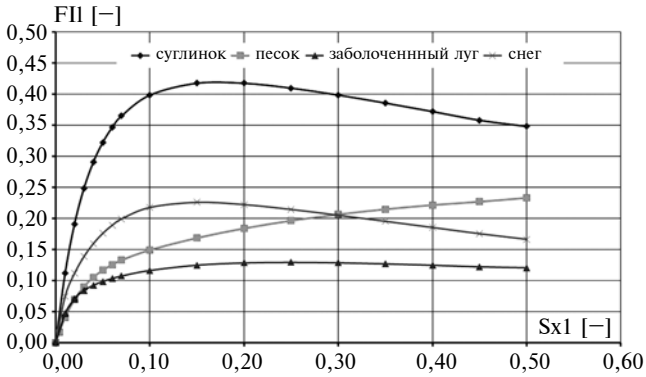
На рис. 3, *а* и 3, *б* [7] приведены графики расчётных зависимостей коэффициентов φ_{xi} сцепления колёс соответственно передней и задней осей двухосной тележки с балансирной подвеской с опорной поверхностью от продольного скольжения s_{xi} при нормальной нагрузке на одно колесо $R_{zi} \approx 30$ кН на скорости $V_x \approx 1{,}3$ м/с. Были также проведены расчётные исследования изменения тяговых свойств колёс задней и передней осей тележки в рассматриваемых условиях [7], результаты которых представлены на рис. 4.

Полученные в результате математического моделирования характеристики взаимодействия эластичного колеса в ведущем режиме качения с отмеченными опорными поверхностями хорошо согласуются с материалами, полученными экспериментально и опубликованными в работах [3, 4]. Это доказывает адекватность разработанных моделей исследуемым процессам.

При этом, несмотря на обнадеживающие результаты, полученные при моделировании, следует учитывать важные особенности разработанной модели [2],

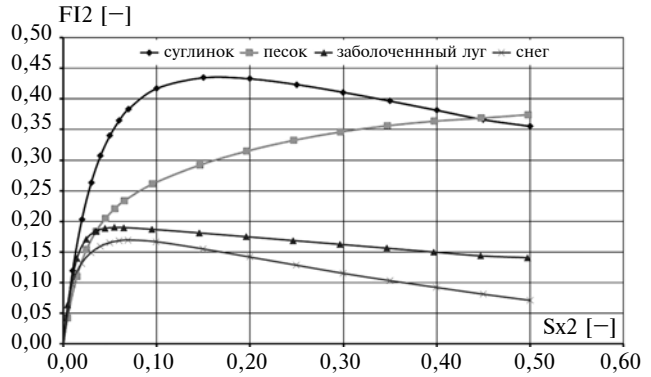


а)

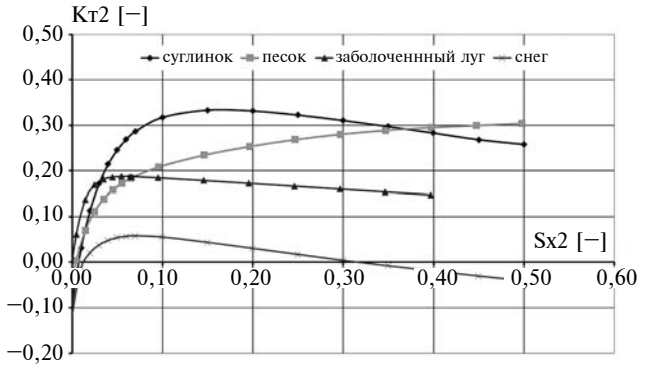


б)

Рис. 2. Зависимость коэффициента тяги колеса по сцеплению k_m от продольного скольжения s_x в пятне контакта: а — колесо передней оси тележки; б — колесо задней оси тележки



а)



б)

Рис. 3. Зависимости коэффициента φ_{xi} сцепления колёс двухосной тележки от продольного скольжения s_{xi}: а — колеса передней оси тележки; б — колеса задней оси тележки

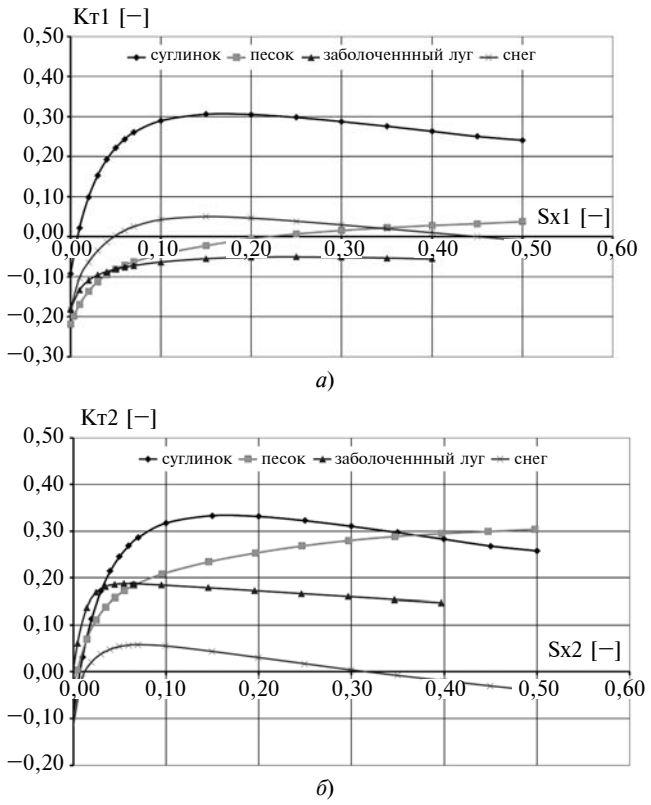


Рис. 4. Зависимости коэффициента тяги по сцеплению k_{mi} колёс тележки от продольного скольжения s_{xi}

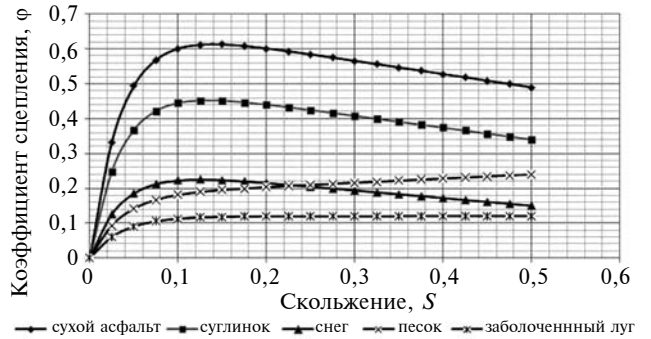


Рис. 5. Зависимости коэффициента сцепления φ от продольного скольжения S

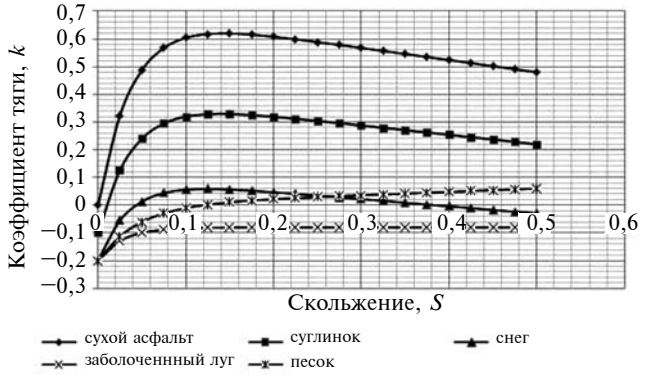


Рис. 6. Зависимость коэффициента тяги колеса по сцеплению k от продольного скольжения S: а — колеса передней оси тележки; б — колеса задней оси тележки

которые состоят в том, что она требует для проведения расчётов большое количество характеристик, получение которых связано с проведением широкого цикла экспериментальных исследований. Это вызывает серьёзные трудности при использовании этой модели.

Кроме этого, использование этой модели сопряжено с серьёзными проблемами, суть которых сводится не только к необходимости усложнения описания, но и к тому, что набор этих характеристик представляет собой совокупность показателей, часто взятых из различных источников и полученных в конкретных условиях, иногда не совпадающих с условиями, соответствующими моделируемым процессам.

В связи с этим в данной работе предлагается свободное от вышеизложенных недостатков описание, в основу которого положено физическое толкование процессов взаимодействия эластичного колеса с опорой. Модель включает описание роста и диссипации сцепных свойств пары "колесо—опора" в зависимости от уровня скольжения. Все вышеизложенные характеристики, представленные на рис. 1—4, могут быть идентифицированы с использованием не меняющегося по своей структуре выражения: $\varphi = (\varphi_p(1 - \exp(-S/T_\varphi)) - \varphi_0) - k_\varphi S$, где φ_p — коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью при нулевом скольжении; T_φ — постоянная роста сцепления колеса с опорой; φ_0 — параметр сдвига характеристики относительно начала осей координат; k_φ — коэффициент диссипации сцепных свойств пары "колесо—опора". В табл. 1 для исследуемых вариантов опорных поверхностей представлены значения параметров этой модели, по которым в соответствии с данными рис. 1 была воспроизведена зависимость коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью. Она показана на рис. 5.

Зависимости, изображённые на рис. 1 и 5, — несмещённые относительно начала осей координат, в то время как характеристики, изображённые на рис. 2, имеют некоторые смещения. Однако и эта особенность харак-

Таблица 1

Варианты опорных поверхностей	Принятые значения параметров модели для расчёта коэффициента сцепления			
	φ_p	T_φ	φ_0	k_φ
Сухой асфальт	0,7	26	0	0,44
Суглинок	0,51	28	0	0,34
Песок	0,26	28	0	0,22
Заболоченный луг	0,18	28	0	0,12
Снег	0,12	28	0	0

Таблица 2

Варианты опорных поверхностей	Принятые значения параметров модели для расчёта коэффициента тяги колеса			
	k_p	T_k	k_0	k_k
Сухой асфальт	0,7	26	0	0,44
Суглинок	0,49	26	−0,1	0,34
Снег	0,3	28	−0,2	0,26
Заболоченный луг	0,12	36	−0,2	0
Песок	0,2	22	−0,2	−0,12

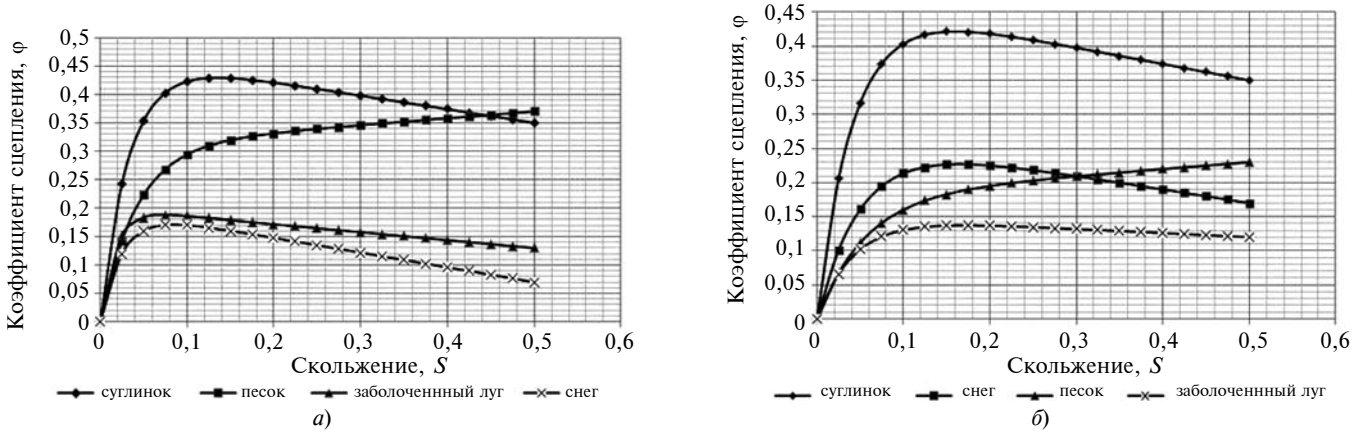


Рис. 7. Зависимости коэффициента φ сцепления колёс тележки от продольного скольжения S: а — колеса передней оси тележки; б — колеса задней оси тележки

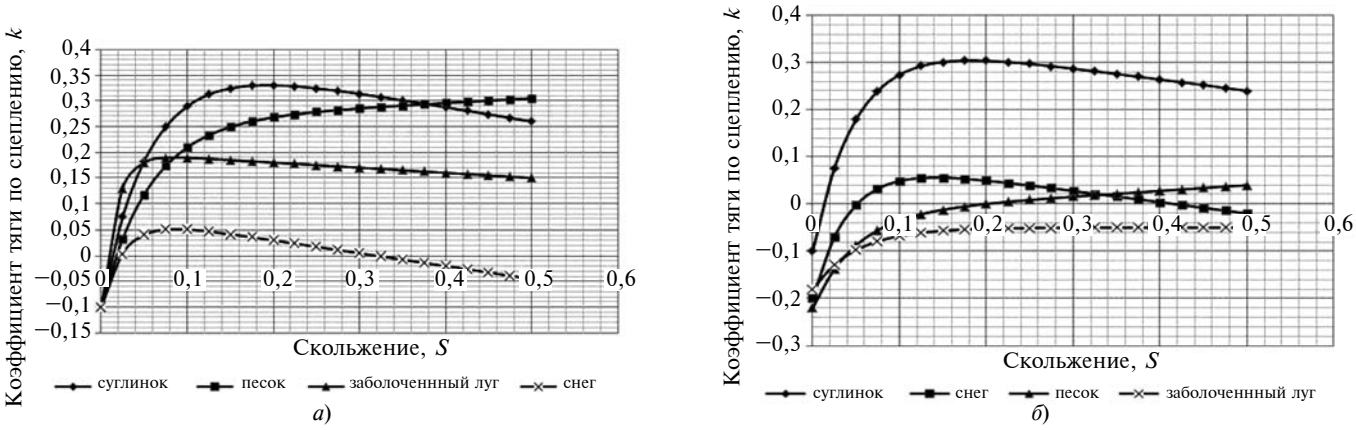


Рис. 8. Зависимости коэффициента тяги по сцеплению k колёс тележки от продольного скольжения S (а и б — аналогично рис. 7)

теристик успешно решается с помощью описания, такого типа. Для этого может быть использовано аналогичное выражение: $k = (k_p(1 - \exp(-S/T_k)) - k_0) - k_k S$, по которому вместо коэффициента сцепления φ определяется коэффициент тяги k колеса по сцеплению. В табл. 2 приведены принятые значения параметров для расчета характеристик по этому выражению, а результаты расчётов представлены на рис. 6.

Подобным образом, характеристики, изображённые на рис. 3 и 4, с помощью двух этих описаний были идентифицированы и представлены на рис. 7 и 8. Степень совпадения результатов, полученных с использованием программного модуля [2] при описании движения многоприводной колёсной машины с бесступенчато регулируемой "интеллектуальной" трансмиссией с индивидуальным подводом мощности к каждому колесу, с результатами расчётов по двум этим моделям можно оценить по величине коэффициента корреляции. Значение этого коэффициента для всех рассмотренных зависимостей оказалось не ниже 0,99. Это свидетельствует о высокой достоверности моделей.

Таким образом, предлагаемые модели: обладают высокой степенью адекватности реальным процессам; имеют достаточно четкий физический смысл параметров модели; гибкую структуру модели, позволяющую сравнительно просто адаптировать модель к изменяющимся сцепным свойствам пары "колесо—опора"; обладают широкими функциональными возможностями при крайне низкой сложности; имеют хорошую перспективу включения в модель ТС в качестве основы при формировании уравнений движения колеса с несовершенными неголономными связями, во многом определяющими производительность, управляемость и устойчивость транспортных средств.

Литература

1. Лепёшкин А.В., Петров С.Е. Аналитический способ оценки результатов взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении. Научный рецензируемый журнал "Известия МГТУ "МАМИ". — М., МГТУ "МАМИ", № 2 (14), 2012. Т. 1. С. 236—244.
2. Лепёшкин А.В. Математическая модель работы эластичного колеса при его взаимодействии с ровной деформируемой опорной поверхностью в различных режимах его качения по прямолинейной траектории. Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 19476 от 11.09.2013 в Объединённом фонде электронных ресурсов "Наука и образование".
3. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981, 231 с.
4. Вольская Н.С. Разработка методов расчёта опорно-тяговых характеристик колёсных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации. Диссертация на соискание уч. ст. д. т. н. Москва, 2008, 370 с.
5. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов Ф.Н. Мощностной баланс автомобиля. М.: Машиностроение, 1984, 160 с.
6. Лепёшкин А.В., Круглов С.М., Петров С.Е., Пхакадзе С.Д. Результаты исследования разработанной математической модели взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении. Научный рецензируемый журнал "Известия МГТУ "МАМИ". — М., МГТУ "МАМИ", № 2 (16), 2013. Т. 1. С. 106—111.
7. Лепёшкин А.В. Математическая модель работы активной двухосной четырёхколёсной тележки с балансирной подвеской при установившемся прямолинейном движении по деформируемой опорной поверхности. Научный рецензируемый журнал "Известия МГТУ "МАМИ". — М., МГТУ "МАМИ", № 2 (16), 2013. Т. 1. С. 111—122.

УДК 629.113

ПРОБЛЕМА НАДЁЖНОГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Канд. техн. наук **КРАЙНЮКОВ А.В.**, **ЖЕГАЛОВ И.Н.**, **ЖДАНОВ Т.Ю.**
РВВДКУ имени генерала армии В.Ф. Маргелова (906.648-55-93)

В статье представлены актуальность и проблематика обеспечения работоспособности автомобильной техники и в частности надёжного пуска двигателей в условиях низких температур.

Ключевые слова: *низкие температуры, холодный климат, надёжность автомобилей, пуск двигателя, предпусковой подогрев.*

Kraynyukov A.V., Zhegalov I.N., Zhdanov T. Yu.
PROBLEM OF RELIABLE FUNCTIONING OF THE VEHICLES IN CONDITIONS OF LOW TEMPERATURE

The article presents the actuality and problems of ensuring efficiency of motor vehicles, and in particular a reliable engine starting at low temperatures.

Keywords: *low temperatures, cold climate, car reliable, start the engine, preheating.*

Около половины субъектов РФ, в которых наиболее вероятно ведение широкомасштабных действий, имеют температуру наиболее холодных суток ~−46...−59 °С и среднюю температуру наиболее холодной пятидневки — −41...−50 °С [1]. Обобщённые характеристики холодного периода года для приграничных и обладающих развитой инфраструктурой краев и областей представлены в таблице.

Совокупное влияние неблагоприятных климатических факторов (низкие температуры окружающего воздуха, сильные ветры, резкие колебания температуры в течение дня и повышенная влажность воздуха) характеризуется термином "техническая жёсткость холодного климата". Этот показатель — S_T — выражается в баллах и определяется по формуле:

$$S_T = (t_{\min} - t''_{\text{ср}}) \cdot (1 - 0{,}05V_{\text{ветр}}) \cdot (1 + 0{,}02\Omega)\Phi,$$

где $t_{\min}$ — минимальная из возможных температура воздуха (°С); $t''_{\text{ср}}$ — средняя температура воздуха самого холодного месяца °С; $V_{\text{ветр}}$ — средняя скорость ветра за три наиболее холодных месяца м/с; Ω — наибольшее рассеивание значений суточной температуры в течение наиболее холодного месяца °С, а Ф — относительная влажность воздуха самого холодного месяца в долях единицы. Вычисленные по ней максимальные значения баллов технической жёсткости холодного климата для территории Российской Федерации находятся в пределах от 0 до 135 [2].

Анализ научно-технических литературных источников показывает, что в результате вышеуказанных негативных факторов изменяются физико-химические свойства эксплуатационных материалов и деталей машин, ухудшаются пусковые качества двигателей, резко возрастают сопротивления прокручиванию валов и зубчатых колёс в агрегатах машин, ухудшаются условия движения и усложняются условия труда водителей и обслуживающего персонала, занятого техническим обслуживанием и ремонтом машин. Схема воздействия низких температур на показатели надёжности автомобилей приведена на рис. 1 [3].

Из всего комплекса проблем, возникающих в процессе зимней эксплуатации автомобилей, наиболее сложной является проблема пуска их двигателей при безгаражном хранении. Практика показывает, что большинство автомобилей хранится именно на открытых площадках, поскольку строительство теплых стоянок связано с очень большими капитальными затратами.

Пуск двигателя в условиях низких температур окружающего воздуха, как известно, затруднён из-за сложности создания пусковой частоты вращения коленчатого вала, ухудшения условий смесеобразования и воспламенения смеси. Для дизеля эти причины обусловлены понижением температур моторного масла, аккумуляторной батареи, топлива, всасываемого воздуха, деталей двигателя и некоторыми особенностями его пусковых качеств. Из анализа вязкостно-температурных характеристик зимних моторных масел следует, что при температуре +50 °С кинематическая вязкость моторного масла М-8Г составляет 40 сСт, а при температуре −15 °С она равна 6000 сСт, т.е. увеличивается в 150 раз. При уменьшении температуры моторных масел от положительных значений до −40 °С их кинематическая вязкость может увеличиваться в тысячи раз [4].

Таким образом, надёжность пуска двигателя в условиях низких температур определяется двумя основными факторами: величиной минимальной пусковой частоты вращения коленчатого вала данного двигателя и реально достижимой частотой его прокручивания. Понизить первую и одновременно повысить вторую позволяет предпусковой подогрев двигателя. Способов предпускового подогрева существует несколько: жидкостный, воздушный, комбинированный и электрический [5].

Характеристика холодного периода			Площадь краёв и областей	
Средняя температура наиболее холодного периода, °С	Средняя температура наиболее холодной пятидневки, °С	Температура наиболее холодных суток, °С	тыс. км^2	%
−3...−8	−5...−25	−21...−30	242,1	3,5
−13...−27	−18...−36	−31...−40	2632,7	38,2
−18...−22	−28...−41	−41...−45	828,8	12
−22...−40	−41...−50	−46...−59	3197,3	46,3

Жидкостный подогрев двигателя — проливка горячей воды через радиатор и рубашку охлаждения — наиболее простой и доступный способ подготовки двигателя к пуску в зимнее время. Но такой способ разогрева вызывает тепловые перенапряжения деталей вследствие большого перепада температур теплоносителя и деталей, в результате чего возможны трещины в головке и блоке цилиндров.

Воздушный способ подогрева применяют для двигателей воздушного охлаждения. Нагреваемый воздух подается на цилиндры и головки двигателя, отработавшие газы подаются под масляный картер двигателя. Иногда воздушный способ подогрева применяют и для двигателя с жидкостным охлаждением. В этом случае горячий воздух направляется в картерное пространство двигателя. Недостаток такого способа — слабый прогрев подшипников механизмов двигателя.

Комбинированный способ — сложнее двух первых: горячая жидкость подается в систему охлаждения двигателя, одновременно с чем горячий воздух поступает во внутрикамерное пространство, а отработавшие газы — под масляный поддон двигателя. При температуре окружающей среды −30 °С механизмы и детали разогреваются более равномерно: подшипники — до +36 °С, головка блока — до +44 °С и главная масляная магистраль — до +15 °С. Недостатки у данного способа тоже есть. Это: сложной конструкции подогреватель и присоединительные элементы, а также необходимость частичного изменения конструкции двигателя.

Разогрев двигателя паром — наиболее эффективный способ с точки зрения интенсивности предпускового разогрева, так как при нём расходуется на 25—30 % меньше времени, чем при разогреве горячей водой. Пар подводится к середине блока, не попадая в радиатор, что ускоряет подогрев двигателя в 2,5 раза, улучшает равномерность разогрева подшипников коленчатого вала. Однако ввиду сложности и высокой стоимости оборудования, низкой экономичности и ряда других причин пароподогрев как метод тепловой подготовки двигателей не нашёл широкого применения.

Электроподогреватели в настоящее время используются для подогрева масла в поддоне картера и жидкости в системе охлаждения, а также впускных труб двигателя. Основные недостатки подобных подогревателей — быстро образующаяся накипь и перегорание спиралей. Кроме того, вследствие местного перегрева масла, температура которого точечно достигает более 120—130 °С, оно быстрее теряет свои свойства и требует замены.

Подогрев всасываемого воздуха электроспиралями существенно облегчает воспламенение топлива и пуск двигателя при малых частотах вращения коленчатого вала. Однако этот способ требует значительного расхода электроэнергии и не уменьшает момент сопротивления прокручиванию. **Свечи накаливания**, установленные в камере сгорания, можно также считать разновидностью данного способа, хотя и менее эффективной.

Электрофакельный подогрев воздуха — это воспламенение топлива, подаваемого во впускной коллектор для подогрева воздуха от электрической искры или нагретой спирали. Электрофакельные подогреватели работают нестабильно — или без пламени, или с очень большим пламенем, что вызывает обеднение свежего заряда кислородом и затрудняет воспламенение и горение топлива. Момент сопротивления прокручиванию не уменьшается, так как в этом случае картерное масло также не разогревается.

Газовые горелки инфракрасного излучения для предпускового подогрева ДВС также не нашли массового применения по очевидным причинам. Основной недостаток — высокая чувствительность горелок к ветру. Это вызывает необходимость ветрозащитных устройств — защитных экранов ремней вентиляторов и шлангов приборов топливной аппаратуры, а также ряда иных противопожарных мероприятий. К тому же способ применим только на газифицированных территориях.

Пусковые жидкости не относятся к способам подогрева, но служат эффективным средством облегчения пуска. Применение легковоспламеняющихся жидкостей позволяет снизить пусковую частоту вращения коленчатого вала и значительно сократить время пуска. Жидкости на эфирной основе используют двумя способами: добавляют к дизельному топливу в пропорции 1:1 либо распыляют во впускной трубопровод. Последний способ получил значительное распространение. Однако применение пусковых жидкостей имеет свой недостаток — приводит к повышенному износу кривошипно-шатунного механизма, поэтому используется лишь при крайней необходимости.

Наконец, тепловая подготовка двигателей к пуску может выполняться **индивидуальными подогревателями**, смонтированными на автомобилях. Основными источниками тепла в них являются паяльная лампа, газовые и бензиновые горелки. В подогревателях ПЖ сжигается бензино-воздушная смесь в камере сгорания подогревателя. Основным недостатком таких подогревателей является неравномерность прогрева двигателя. В эксплуатации многие подогреватели требуют значительных эксплуатационных затрат (приобретение топлива, запасных частей и т.д.), квалифицированного сервисного технического обслуживания и отличаются невысокой надёжностью.

Для части дизелей применяется предпусковой **разогрев пусковым двигателем**. При этом принудительная циркуляция охлаждающей жидкости обеспечивает сравнительно быстрый нагрев основного двигателя во время пуска. Так, при температуре воздуха −30 °С основной двигатель нагревается до +10 °С за 20 мин. Однако пуск самого пускового двигателя при низких температурах тоже требует дополнительных усилий и затрат.

Анализ технической эксплуатации автотранспортных средств в условиях низких температур окружающей среды убедительно доказывает проблема пуска двигателя и автомобиля в целом при низких температурах и несмотря на всё разнообразие технических решений остается актуальной. Современные средства облегчения пуска, средства тепловой подготовки дизеля к пуску и средства поддержания заданного теплового состояния в межсменный период очень часто

не удовлетворяют требованиям эффективности, надёжности, пожарной и экологической безопасности, удобства в эксплуатации и энергосбережения. Все это приводит к тому, что на практике двигатель автомобиля приходится запускать с применением запрещённых методов, грубо нарушающих правила охраны труда и требования безопасности, а именно использовать факелы с открытым пламенем, паяльные лампы, осуществлять пуск "с буксира" и т.п. В связи с этим существующие технические решения рассмотренных проблем с учётом современных требований не являются удовлетворительными, а применяемые способы, системы и устройства обеспечения пуска двигателей всего лишь отчасти снимают остроту этих проблем.

Литература

1. Второй оценочный доклад об изменениях климата и их последствиях на территории Российской Федерации. Общее резюме / М.: РОСГИДРОМЕТ, 2014. — С. 23.
2. Савин М.А. Повышение эффективности эксплуатации двигателей основных пожарных автомобилей в условиях отрицательных температур [Текст] дис. ... кандидата технических наук 05.26.03 / М.: АГПС МВДРФ., 2001. — С. 15.
3. Подчинок В.М. Эксплуатация военной автомобильной техники. — Рязань, Рус. Слово, 2006. — 696 с.
4. Справочник под редакцией В.М. Школьникова Топлива смазочные материалы технические жидкости ассортимент и применение, 1999, ISBN 5-89551-006-X.
5. Новопашин Л.А. Исследование пусковых свойств дизелей лесотранспортных машин при отрицательных температурах [Текст] дис. ... кандидата технических наук 05.26.03 / Екатеринбург: УГСА, 2006. — С. 22.

УДК 656.135

ПОСЛЕДСТВИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕОРИГИНАЛЬНЫХ ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ

Канд. техн. наук **ПАВЛИШИН С.Г.**, **КУТАФЬЕВ А.Т.**
Тихоокеанский ГУ (4212. 37-51-99)

Рассматриваются вопросы сравнения показателей качества оригинальных запчастей марки Volvo и их аналогов других производителей. Предлагаются решения по обеспечению требуемого уровня безотказной работы автомобилей "Вольво".

Ключевые слова: *запасная деталь, работоспособность, зависимый отказ, упущенная прибыль.*

Pavlishin S.G., Kutaf'ev A.T.

THE CONSEQUENCES OF THE USE OF NON-ORIGINAL PARTS ON THE EXAMPLE OF TRUCK VOLVO BRAND VEHICLES

The questions of the quality of original spare parts Volvo brand and their counterparts from other manufacturers. We offer solutions to ensure the required level of uptime Volvo trucks.

Keywords: *spare detail, up state, secondary failure, lost profits.*

Нынешний рынок запасных частей для автомобилей как отечественного, так и зарубежного производства обширен и разнообразен не только по производителям и по ценам, но, к сожалению, и по качеству. Поэтому подбор надёжных их поставщиков по критерию "цена—качество" стал сверхактуальной задачей. Особенно опасной лотереей зачастую оказывается выбор альтернативных запасных частей, которые, как правило, доступнее предлагаемых официальным дилером, имеющим все подтверждающие сертификаты. В большей степени рынок аналогов выигрывает у оригинальных запчастей именно своей ценой, однако сиюминутная экономия на них может обернуться в дальнейшем дорогостоящим ремонтом, простоями и даже угрожать безопасности людей и сохранности груза. Чаще всего это происходит в результате того, что некоторые производители альтернативных компонентов не придерживаются требуемых технологий производства, экономят на материалах и недостаточно уделяют внимания контролю качества своей продукции. Ниже приведены примеры, наглядно показывающие, какие финансовые потери может понести владелец грузового автомобиля "Вольво", используя неоригинальные детали.

Клиент обратился к официальному дилеру — станции технического обслуживания автомобилей (СТОА) ООО "Ферронордик машины" города Хабаровска с просьбой заменить пневморессоры, так как произошла утечка воздуха по контуру пневмобаллона. При осмотре обнаружено, что установлена деталь сторонних производителей (см. рис. 1). Из разговора с клиентом выяснилось, что он менял пневморессоры у автомобиля всего месяц назад. И как результат — некорректная работа пневмосистемы и внеплановый визит на СТОА. Клиент сэкономил 8400 р., а потерял на восстановлении работоспособности автомобиля 26 726 р.

На автомобиле "Вольво FM" 2008 года выпуска была установлена втулка кронштейна крепления рессоры неизвестного производителя. Неправильные геометрические размеры детали привели к возникновению люфтов при работе подвески, которые в дальнейшем послужили причиной повреждения самого кронштейна (рис. 2). В результате краткосрочная экономия клиента составила 6868 р., а стоимость последующего ремонта автомобиля — 51 436 р.

На автомобиль "Вольво FM 13" была установлена рессора альтернативного производителя. Автомобиль эксплуатировался в тяжёлых условиях дальневосточного региона. При очередной его загрузке она лопнула и повредила амортизатор

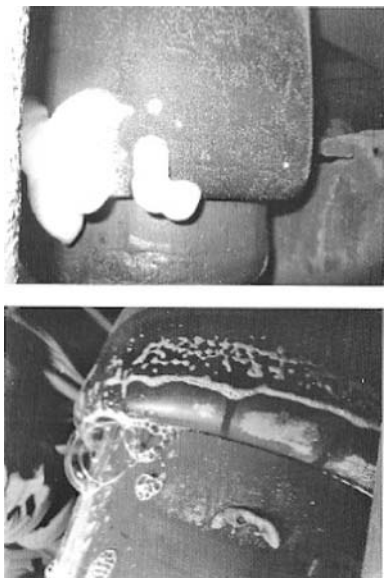


Рис. 1

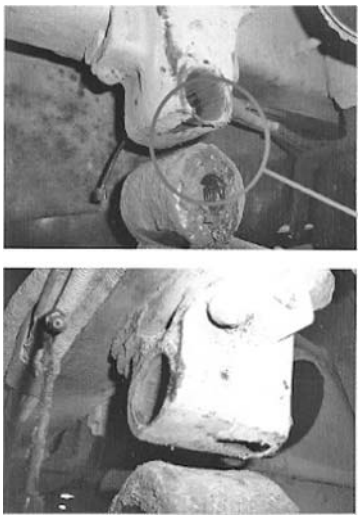


Рис. 2

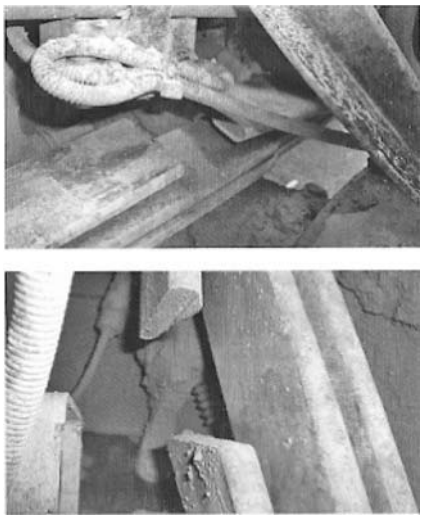


Рис. 3

(рис. 3). Разница в стоимости между рессорами оригинальной и стороннего производителя составила 16 548 р., а полная стоимость восстановительного ремонта автомобиля — 71 458 р., не считая упущенной выгоды в результате простоя АТС.

Альтернативный амортизатор был установлен в подвеске кабины автомобиля "Вольво FH" 2012 года выпуска. Вследствие этого весь узел работал нестабильно, так как амортизатор имел отличные от оригинального рабочие характеристики. В результате происходило чрезмерное раскачивание кабины, что привело к повышенной нагрузке на остальные детали её подвески и в итоге — обрыву штока амортизатора (рис. 4), появлению постороннего шума, дискомфорту водителя, а в дальнейшем могло стать причиной возникновения угрозы безопасности дорожного движения. Экономия составила 6200 р., а убытки на последующий ремонт и замену деталей — 15 683 р.

На автомобиле "Вольво FH" 2010 года выпуска были установлены неоригинальные задние втулки и болты передних рессор. Это привело к выходу из строя правого заднего кронштейна рессоры, а также втулок и болтов передней рессоры (рис. 5). Сиюминутная экономия клиента составила 29 057 р., а убытки из-за использования неоригинальных втулок и болтов передних рессор составили 86 666 р., что в два раза превышает расходы на оригинальные детали.

Клиентом были установлены подшипники ступицы, купленные у неофициальных поставщиков. Пробег автомобиля "Вольво FH" 2008 года выпуска с данными подшипниками составил ~70 000 км. Из-за недостаточного количества смазки произошло заклинивание подшипника и проворачивание его в посадочном месте картера заднего моста (рис. 6). В погоне за экономией в сумме 5319 р. клиент потерял в итоге 673 500 р. (в данную сумму вошла стоимость новой оси) только на то, чтобы восстановить работоспособность автомобиля.

При замене сцепления на автомобиле "Вольво FMX" 2013 года выпуска был установлен неоригинальный выжимной подшипник. Из-за недостаточного количества смазки подшипник перегрелся, и его заклинило (рис. 7). Экономия составила всего 7850, а на восстановительные работы было потрачено 37 120 рублей.

Как показывает практика, подобных примеров можно привести множество. Использование неоригинальных деталей сомнительных поставщиков часто приводит к потерям от незапланированных простоев в ремонте, оцениваемых в сумму до 1000 евро [1]. И речь идёт лишь о прямых затратах на эвакуацию, ремонт (замену) и упущенную прибыль. Косвенные затраты, такие как повреждённый груз, пеня за нарушение сроков его доставки или упущенная выгода, связанная с уда-

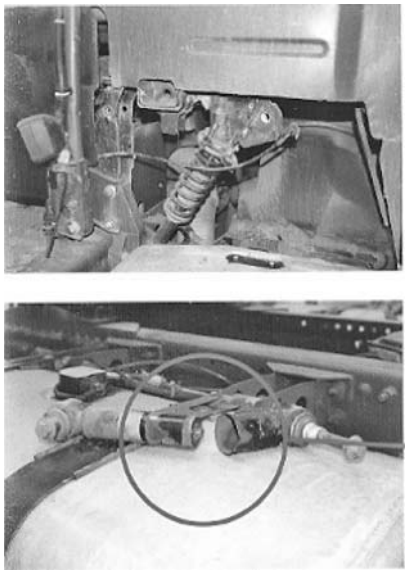


Рис. 4

Рис. 5

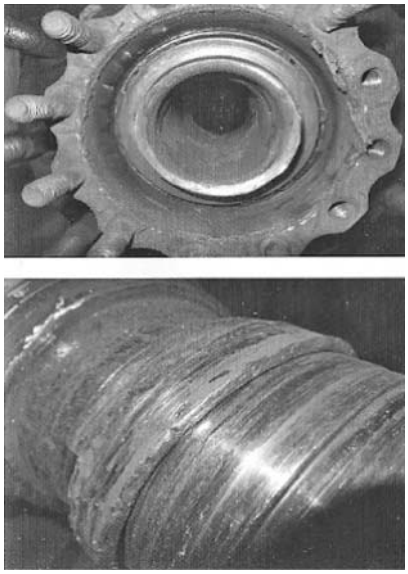


Рис. 6

ром по репутации фирмы, учесть сложнее. Следует отметить, что значительное число неисправностей относится к так называемым зависимым отказам, т. е. обусловленным отказами других деталей [2], когда нештатная работа или поломка сравнительно недорогой запасной детали приводит к отказу и последующему дорогостоящему ремонту агрегата или узла в целом.

Во избежание подобных ситуаций специалистами СТОА ООО "Феррондорик машины" рекомендуется использование оригинальных запасных частей, масел и других технических жидкостей, рекомендованных (одобренных) производителем. При этом техническое обслуживание должно проводиться в сервисных центрах, имеющих необходимое технологическое оборудование и обученный персонал, что в конечном итоге позволит сэкономить время и деньги владельцев автомобилей.

Сиюминутная же экономия на неоригинальных запасных частях

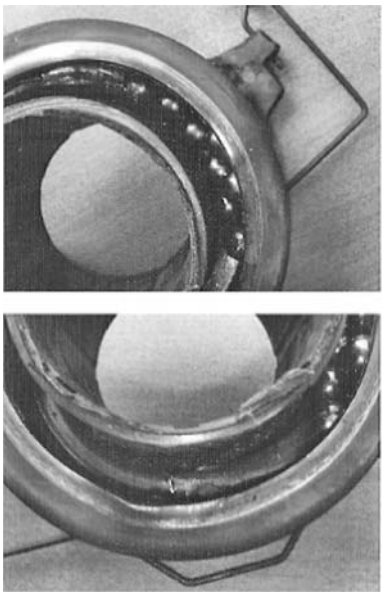


Рис. 7

неофициальных поставщиков приводит к большим затратам владельцев на последующее устранение отказов АТС, в том числе и на незапланированные простои, эвакуацию и упущенную прибыль. Фирмы-изготовители автомобилей, в том числе и "Вольво", предъявляют жесточайшие требования к качеству производимых запасных частей. Это позволяет клиенту быть уверенным, что фирменные детали обеспечат надёжную безотказную работу их техники в любых условиях эксплуатации.

Сказанное выше, конечно же, справедливо не только в отношении автомобилей "Вольво", но и всех других АТС. Потребителю стоит помнить народную мудрость: "Дорого, да мило — дёшево, да гнило".

Литература

1. День "Вольво" // Журнал Volvo Trucks Россия, № 2, 2015.
2. ГОСТ 27.002—89 "Надёжность в технике. Основные понятия. Термины и определения".
3. Пути повышения надёжности автомобилей КамАЗ в гарантийный период эксплуатации / С.Г. Павлишин, А.Н. Дульнев, Д.А. Макаров // Автомобильная промышленность, № 2, 2016.
4. Формирование системы поддержания работоспособности АТС их производителем / С.Г. Павлишин // Автомобильная промышленность, № 5, 2011.

Читатель предлагает

УДК 656.135

СПОСОБЫ ДОЗИРОВАННОГО СЛИВА ОТСТОЯ ИЗ ТОПЛИВНОГО БАКА

Д-р техн. наук **ШАПРАН В.Н.**, **БЕРЕЗНЯК А.В.**, **СИМОНЯН Р.М.**
РВВДКУ имени генерала армии В.Ф. Маргелова

Рассмотрен способ недопущения накопления отстоя в баке, представлена конструкция сливного устройства, имеющего запорное приспособление, обеспечивающее разъединение полостей топливного бака и корпуса устройства при сливе отстоя топлива.

Ключевые слова: *отстой, топливный бак, сливное устройство, запорное приспособление.*

Shapran V.N., Berezniak A.V., Simonian R.M.

THE WAY OF THE DOSE DRAIN OF SEDIMENT FROM A FUEL TANK

The way of preventing of sediment accumulation in a tank is described in the article. The design of a drain device with a locking gear which provides the separation of cavities of a fuel tank and a hull of the device is represented in this article.

Keywords: *sediment, fuel tank, drain device, locking gear.*

Все автомобильные топливные баки имеют устройство для слива отстоя — пробку или кран. Но опыт показывает, водители пользуются ими неумело — либо включают их нерегулярно, либо сливают отстой часто и с большим количеством сливаемого топлива. И то и другое, безусловно, нежелательно. Поэтому авторы данной статьи решили исключить "человеческий фактор" из процесса слива отстоя, для чего разработали сливное устройство (рис. 1), имеющее автоматически срабатывающее запорное приспособление.

Данное устройство состоит (рис. 1) из корпуса *6*, который выполнен в виде отстойника, отделённого от топливного бака герметичной полой крышкой *4* с отверстиями *3* в нижней стенке; полого золотника *2*, разделённого внутри герметичной перегородкой *16* на две (*7* и *19*) продольные полости. Корпус жёстко, с помощью сварки, крепится снизу к топливному баку *4*, золотник размещён в полости корпуса и топливного бака. Причём его полость имеет сверху пробку-прокладку *9*, которая одновременно служит основанием запорного приспособления. Само же запорное приспособление (рис. 1, *б*) включает пробку-прокладку *9*, пружину *13* и два фиксатора *11*, закреплённые на пробке с помощью осей *12*. Эти фиксаторы

под действием пружины *13* всегда стремятся занять такое положение, при котором нижние их кромки выступают за пределы золотника.

В корпусе золотника выполнены радиальные отверстия *5*, *8*, *10*, *14*, *17*, *20* для слива топлива и заполнения отстоем корпуса сливного устройства.

В герметичной полой крышке *4* имеется полость *15* и отверстие *3*, соединяющую эту полость с полостью *18* корпуса.

Работает рассматриваемое устройство следующим образом (см. рис. 2) (в котором позиции те же, что и на рис. 1).

При заправке топливного бака топливо через отверстия *8*, *17*, *20* поступает во внутреннюю полость *18* устройства. Находящийся в ней воздух через отверстия *5* и *17* (при повышении уровня топлива только через отверстие *5*), полости *7* и *19* (при повышении уровня топлива только через полость *7*), отверстия *10* и *14* (при повышении уровня топлива только через отверстие *10*), в топливный бак. Этот процесс будет ийти до тех пор, пока уровень топлива превысит верхнюю кромку отверстия *5*. После этого воздух будет находиться только в полости *15* герметичной полой крышки *4*, соединённой отверстием *3* с полостью *18* устройства, причём его давление в этой полости будет равно давлению топлива в топливном баке. (Полость *15* и отверстие *3* в герметичной крышке *4* выполнены таким образом, чтобы не допустить полного вытеснения воздуха из неё при движении автомобиля по неровностям.)

Для слива отстоя топлива нужно вывернуть золотник *2* до упора фиксаторов *11* в крышку *4*. При этом отверстия *10* и *14* перекрываются резьбовой частью герметичной крышки, благодаря чему полости топливного бака и корпуса устройства рассоединяются. Одновременно отстой через отверстия *5* и *17* сливается из корпуса устройства. Но поскольку отверстие *8* открыто раньше отверстия *20*, то и слив из полости *7* произойдет раньше, чем из полости *19*, а заполнение полости *7* происходит раньше, чем из полости *19*, так как суммарная пропускная способность

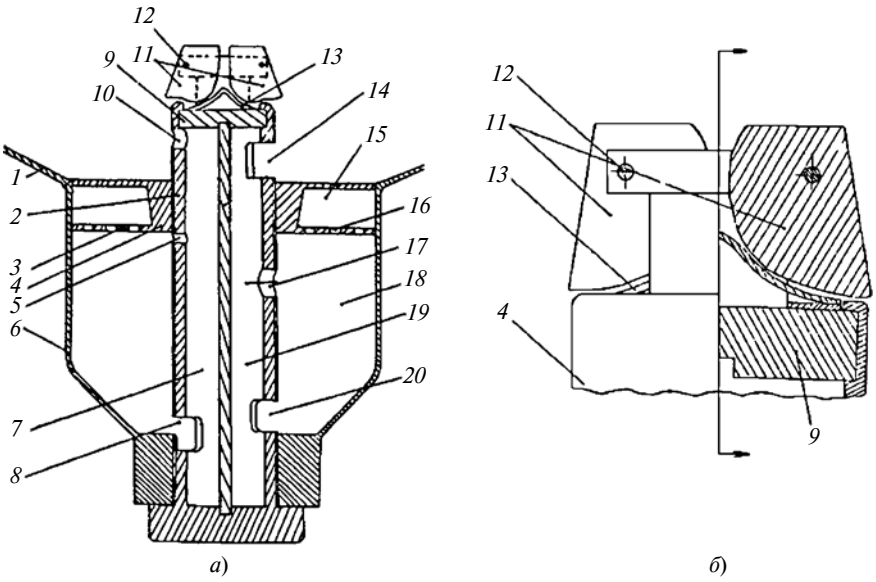


Рис. 1. Устройство для слива отстоя из топливного бака:

1 — топливный бак; *2* — полый золотник; *3* — отверстия; *4* — герметичная полая крышка; *5*, *8*, *14*, *17*, *20* — радиальные отверстия; *6* — корпус отверстия; *7*, *19* — полости; *9* — пробка-прокладка; *11* — фиксатор; *12* — ось фиксатора; *13* — пружина; *15* — воздушная полость; *16* — герметичная перегородка; *18*, *20* — внутренняя полость

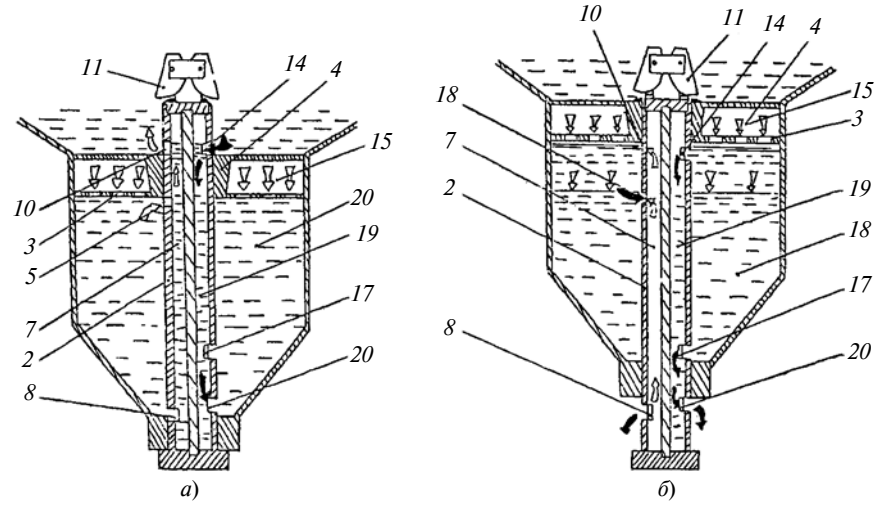


Рис. 2. Движение воздуха (а) и топлива (б) в сливном устройстве

отверстий *14* и *17* равна пропускной способности полости *19* и отверстия *20*. Сливу топлива из полости *18* через отверстие *5*, *10*, *14*, *17* из полостей *7* и *19* через отверстия *8* и *20* будет способствовать наличие сжатого столбом топлива в баке воздуха в полости *15* герметичной перегородки.

С понижением уровня топлива ниже кромки отверстия *10* поступление топлива в полость *7* сократится, так как топливо поступает только через отверстие *5*, пропускная способность которого значительно меньше пропускной способности полости *7*. Отверстие *8*, имеющее пропускную способность, превосходящую пропускную способность полости *17*, будет обеспечивать одновременно поступление воздуха в полость корпуса *18* корпуса устройства, что обеспечит нормальный слив отстоя из корпуса сливного устройства через отверстие *5*, полость *7*, отверстие *8*, а также через отверстие *17*, полость *19* и отверстие *20*.

При наворачивании золотника полости топливного бака и корпуса

устройства сообщаются между собой. Топливо поступает в полость *18* корпуса устройства через отверстия *10* и *14* полостей *7* и *19*, отверстия *5*, *8* и *17*, *20* соответственно. Воздух из полости *18* выдавливает через отверстие *3* в полость *15* и сжимает до давления, равного давлению столба топлива в баке, а при выравнивании давлений воздух может вытесняться через отверстие *5*, полость *7* и отверстие *10* в топливный бак.

Таким образом, рассмотренное устройство обеспечивает не слив топлива из бака автомобиля, а лишь отстой, находящийся в сливном устройстве. Что, в общем-то, и нужно.

Литература

1. Патрахальцев Н.Н. Дизели: система регулирования начального давления впрыскивания топлива / Н.Н. Патрахальцев, А.А. Савастенко, В.Л. Виноградский // Автомобильная промышленность. 2003. С. 21—23.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 623.1/.7

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ МЕТОДОМ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ

КОТЛЯРОВ А.Ю.
РВВДКУ имени генерала армии В.Ф. Маргелова
(8.920. 952-62-92)

Представлены материалы исследования в области контроля обработки деталей методом акустической эмиссии.

Ключевые слова: *акустическая эмиссия, шлифование, амплитуда импульса.*

Kotlyarov A.Yu.

IMPROVING THE EFFECTIVENESS OF QUALITY CONTROL MACHINING OF DETAILS BY ACOUSTIC EMISSION METHOD

The article presents the research materials in the field of control processing of the parts by means of acoustic emission.

Keywords: *acoustic emission, grinding, impulse amplitude.*

В процессе абразивной обработки поверхностей деталей изменяются параметры не только этих поверхностей, но и самого абразивного инструмента: истираются режущие кромки зёрен, на абразивных кругах появляются площадки износа, сколы режущих кромок, вырывы зёрен из связки, налипание частичек металла на вершинах режущих кромок и т.п. Все это приводит к износу и потере первоначальной геометрической формы и режущих свойств шлифовального круга. Изменение параметров абразивного инструмента, в свою очередь, оказывает влияние на точностные параметры обрабатываемой детали.

При взаимодействии контактирующих поверхностей происходит деформация областей, находящихся в контакте, вызывающая упругие волны акустической эмиссии, полный сигнал которой представляет собой совокупность кратковременных элементарных импульсов. Если эти сигналы зарегистрировать, то не представит особого труда выявить корреляционные зависимости условий обработки с геометрическими параметрами формы деталей при шлифовании [1].

Конечно, алгоритм регистрации параметров такого сложного случайного процесса, каким является акустическая эмиссия при шлифовании, и характеристики аппаратуры играют большую роль в оценке истинных значений параметров этого процесса. Основная задача аппаратуры — выделение наиболее информативных параметров регистрируемого импульсного процесса. Специфические особенности акустических импульсов, возникающих при обработке твёрдых тел (низкий энергетический уровень, широкий диапазон частот, большой динамический диапазон изменения параметров), предъявляют определённые требования к разработке электронных систем. Эти системы должны вносить минимальные искажения в форму исследуемых сигналов, иметь высокую чувствительность и малый уровень собственных шумов, зависящий от ширины рабочей полосы частот.

Количество информации, извлекаемой в ходе исследования того или иного процесса, ограничено временем наблюдения, наличием шумов, шириной полосы пропускания измерительного тракта аппаратуры. При исследовании процесса шлифования следует отдавать предпочтение широкополосным системам, так как акустическое излучение зоны фрикционного контакта представляет собой явления дискретного и непрерывного акустического излучения, частотный спектр которых простирается от десятков до нескольких сотен кГц. Одной из самых важных задач при создании такой аппаратуры является выделение полезного сигнала на фоне помех, которые приводят к маскировке и искажению информации.

На сегодняшний же день наиболее распространёнными способами выделения сигнала из шумов являются частотная фильтрация и амплитудная дискриминация [2]. Так, анализ работ по акустическо-эмиссионному контролю показывает, что шумы обус-

ловленные вибрацией, возникающие вследствие дисбалансов вращающихся валов и механизмов, соударений различных их частей и, следовательно, не имеющих отношения к исследуемой паре взаимодействующих поверхностей, имеют сравнительно узкий низкочастотный спектр. Эти низкочастотные составляющие сигналов возможно устранить, применив частотную фильтрацию [3].

Суть частотной фильтрации заключается в том, что спектральные характеристики полезного сигнала и помехи значительно отличаются. Многочисленными исследованиями авторов работ [2, 3] было установлено, что частотный спектр внешних помех не превышает 60—100 кГц, а спектр сигналов достигает порой 1000 кГц, следовательно, исключение из регистрируемых сигналов их низкочастотных компонентов уменьшает вероятность регистрации ложных сигналов. Несмотря на потерю значительной части информации, этот метод из-за своей простоты получил широкое распространение. Для защиты аппаратуры от электромагнитных помех, имеющих широкий частотный спектр, используют как экранирование её элементов, так и схемные решения — выполнение преобразователей акустической эмиссии и усилителей по дифференциальной схеме.

Для устранения или минимизации влияния акустических помех, обусловленных работой других сопряжений, используют различие амплитудных распределений сигналов акустической эмиссии исследуемого объекта от объекта, создающего помеху. Как правило, амплитуда импульсов от помех значительно меньше, чем от исследуемой в результате затухания акустического сигнала при распространении. Для отделения таких помех в тракт прохождения сигналов включают дискриминатор уровня сигналов, пропускающий на выход лишь те сигналы, амплитуда которых превосходит заданный уровень дискриминации. К тому же, согласно данным [4], на частотах выше 300 кГц дальность действия современных приборов на металлических объектах не превышает нескольких десятков сантиметров. Большую роль в подавлении сигналов от соседних с контролируемым сопряжением играют и стыки, которые являются хорошими демпферами. По данным [2], в большинстве случаев диапазон частот акустическо-эмиссионных приборов для исследований процессов резания выбирается в среднем от 50 до 500 кГц.

Следует заметить, что сигналы акустической эмиссии, уровень которых близок к уровню шумов, выделить практически не удаётся. Если амплитуда колебаний не превышает порог, все это считается шумом, параметры его не вычисляются. То есть порог надо устанавливать так, чтобы не мешали (не пересекали его или хотя бы пересекали редко) неизбежно имеющиеся шумы. Согласно рекомендациям [2—4], уровень пороговой амплитуды сигнала следует устанавливать на 2 мкВ выше уровня шумов. Для акустическо-эмиссионных импульсов характерна связь между пороговой амплитудой события A и пиковой амплитудой A_{max}, превышающей этот порог (формула 1 в таблице).

Эффективным аппаратурным методом борьбы с шумами является использование "плавающего" порогового уровня. Он заключается в том, что уровень дискриминации выбирают несколько выше эффективного значения шума. При относительно медленном его изменении уровень дискриминации изменяется, сохраняя установленную разницу этих напряжений. Одной из важнейших задач, часто используемой на практике перед проведением акустическо-эмиссионного контроля, является регулировка уровня дискриминации, при которой добиваются, чтобы прибор не регистрировал сигналы шумов от неисследуемых объектов.

Из изложенного выше можно сформулировать основные требования к аппаратуре: высокая чувствительность; отсутствие искажений в приемопередающем тракте; малый уровень собственных шумов; широкая полоса пропускания.

К настоящему времени создано большое число измерительных комплексов, структурные схемы которых рассмотрены в работах многих учёных. Признанными во всём мире лидерами по производству диаг-

№	Формула	Примечания
1	$A_{max} = A_п \exp(kA)$	$A_п$ — пороговая амплитуда, мкВ; k — коэффициент пропорциональности
2	$i = \frac{B}{T}\sum_i N_i A_i$	B — константа, зависящая от физико-механических свойств обрабатываемого материала детали; T — время испытания; N_i — количество импульсов АЭ, зарегистрированных за время испытания с амплитудой A_i
3	$\sum_{k=1}^{n_0} A_k = \sum_i N_i A_i$	—
4	$n_0 = \sum_i N_i$	—
5	$S_n \approx \frac{\sum_{k=0}^{k=n_j} A_k}{S_p}$	S_p — номинальная величина площади контакта, мм^2

ностического оборудования в этой области являются такие фирмы, как Брюль и Кьер (Дания), Валлен-систем (Германия), Интерюнис (Россия). Диагностические системы данных фирм позволяют осуществить приём акустическо-эмиссионных сигналов, их предварительное усиление и фильтрацию; выделение амплитуды импульсов и её средних значений, дискриминацию амплитуд импульсов с регулируемым порогом; формирование и нормирование импульсов во времени; интерпретацию информативных параметров акустической эмиссии.

Изменение количества импульсов акустической эмиссии и их амплитуды во времени является свидетельством как снижения режущей способности абразивного инструмента, так и появления отклонений геометрических параметров формы. В работах [1, 2, 4] установлено, что данные параметры акустической эмиссии коррелируют с величиной износа.

Взаимосвязь между интенсивностью изнашивания взаимодействующих поверхностей с акустическо-эмиссионным излучением описывается равенством 2.

Интенсивность потока акустических сигналов при шлифовании обусловлена снижением режущей способности абразивного инструмента. Износ режущих кромок зёрен сопровождается увеличением акустического излучения. Из формулы 2 следует, что износ пропорционален параметру $\sum_i N_i A_i$, который характеризует процесс микрорезания и является интегральным параметром при появлении погрешностей формы. Износ абразивного зерна приводит к ухудшению режущей способности и уменьшению снимаемого припуска. Мерой такого износа может служить параметр, связанный с размером поверхностного микродефекта, который, в конечном счёте, и определяет объём образующейся частицы износа.

Если считать, что при увеличении износа абразивного инструмента излучаются импульсы АЭ, амплитуда которых A_k пропорциональна величине микродефекта Δl_k, то сумма $\sum_{k=1}^{n_0} A_k$ (n_0 — число микродефектов) и, следовательно, количество импульсов пропорциональны суммарной величине возникающих микродефектов (формулы 3 и 4).

Таким образом, параметр $\sum_i N_i A_i$ может служить мерой суммарной величины микродефектов на поверхности шлифуемой детали. По числу и величине таких импульсов с амплитудой $A_к$ можно судить об относительной величине износа абразивного инструмента $S_п$ (формула 5).

Однако доктором технических наук В.М. Щавелиным было установлено, что при регистрации дискретной акустической эмиссии при исследовании интенсивности изнашивания часть импульсов, с незначительной амплитудой находящихся под порогом, невозможно регистрировать вычислительной системой и в этом случае некоторые выбросы, превышающие этот порог, принимаются за отдельные импульсы. При большом же количестве событий и малом интервале их следования может иметь место наложение импульсов друг на друга, и вычислительная система не успевает просчитывать отдельные дискретные импульсы. Вместо нескольких импульсов регистрируется один сигнал большой длительности, превышающий пороговый уровень дискриминации. В связи с этим дискретная акустическая эмиссия регистрируется как непрерывная, но большой амплитуды. В результате был сделан вывод о том, что регистрируя количество импульсов за определённый интервал времени (каждую секунду), их увеличение или уменьшение в процессе шлифования не всегда может адекватно характеризовать переходные процессы, протекающие при обработке. С этой точки зрения можно утверждать, что амплитуда импульсов акустической эмиссии, связанная прежде всего с энергией, выделяемой при микрорезании, является более корректным и информативным параметром при исследовании процессов.

Общепринятым считается мнение, что о развитии дефектов на обрабатываемой поверхности можно судить по резкому изменению как температуры взаимодействующих поверхностей, так и силы резания. В случаях контроля геометрических параметров формы данные параметры контроля сложно применимы. Акустическая эмиссия в этих случаях может обладать неоспоримыми и очевидными преимуществами. В частности, компактность преобразователей и возможность их установки непосредственно на обрабатываемую поверхность могут позволить осуществлять контроль её состояния в целях определения протекающих режимов микрорезания и локализации потенциальных дефектов.

Как видим, акустическая эмиссия как процесс диссипации энергии при микрорезании обладает свойствами, характеризующими изменения, происходящие в поверхностных слоях взаимодействующих поверхностей при шлифовании, что может быть использовано для динамического непрерывного контроля за режимом резания. При этом наиболее информативным и объективным контролируемым параметром является амплитуда импульсов акустической эмиссии, адекватно отражающая основные характеристики взаимодействия шейки с абразивным инструментом в частотном диапазоне от 100 до 300 кГц.

Литература

1. Подураев В.Н. Технологическая диагностика резания методом акустической эмиссии [Текст]: учеб. пособие / В.Н. Подураев, А.А. Барзов, В.А. Горелов. — М.: Машиностроение, 1988. — 56 с.
2. Свириденок А.И. Акустические и электрические методы в триботехнике / Под ред. Белого В.А. [Текст] // А.И. Свириденок, Н.К. Мышкин, Т.Ф. Калмыкова, О.В. Холодилова. Минск: "Наука и техника", 1994. — 280 с.
3. Барзов А.А. Эмиссионная технологическая диагностика [Текст] / А.А. Барзов. — М.: Машиностроение, 2005. — 383 с.
4. Баранов В.М. О калибровке акустико-эмиссионной аппаратуры [Текст] / В.М. Баранов, Т.В. Губина // Дефектоскопия. — 1989, № 11. С. 23—28. — Библиогр.: с. 28.

УДК 629. 114

МОДЕРНИЗИРОВАННЫЙ СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЯ

Кандидаты техн. наук **КОВАЛЕНКО Н.А.**, **ГЕРАЩЕНКО В.В.**, **ЛОБАХ В.П.**
Белорусско-Российский университет
(375022-23-04-26)

Разработан модернизированный стенд для диагностирования тяговых качеств автомобиля по параметру колёсной мощности.

Ключевые слова: *стенд, автомобиль, датчик мощности на колесе, диагностирование, датчик угловой скорости.*

Kovalenko N.A., Gerashchenko V.V., Lobach V.P.
UPGRADED THE STAND FOR DIAGNOSIS OF TRACTION QUALITIES OF THE CAR

A modernized stand for the diagnosis of traction qualities of the car in the parameter wheel power.

Key words: *stand, vehicle, power sensor on the wheel, diagnosis, angular velocity sensor.*

Колёсная мощность — один из показателей, комплексно характеризующих такие свойства автомобиля, как его топливная экономичность и производительность. Используемые в настоящее время для её измерения стенды тяговых качеств содержат беговые ролики; нагрузочное устройство, выполненное в виде балансирной электрической машины, ротор которой соединён валом с ведущим роликом; измеритель нагрузки — маятниковый динамометр; монтажную плиту и тахогенератор [1].

Однако их применение не обеспечивает достаточной точности измерений, так как диагностирование осуществляется не по основному показателю — колёсной мощности, а по её производной. В её качестве используется сила тяги или момент на ведущем колесе автомобиля, измеряемый стрелочным маятниковым динамометром, показания которого необходимо записывать при диагностировании на бумагу. Также записываются показания частоты вращения ротора, измеряемые тахогенератором стенда. Оператор стенда преобразует значение частоты вращения в угловую скорость, выполняет операцию перемножения значения момента на значение угловой скорости вращения ротора. Результатом перемножения и будет колёсная мощность. Кроме этого, балансирная электрическая машина, примененная в качестве нагрузочного устройства, существенно удорожает стенд и повышает расходы на его эксплуатацию.

Поэтому диагностирование автомобиля на таком стенде отличается значительными погрешностями, а последующее устранение обнаруженных неисправностей не обеспечивает восстановления колёсной мощности автомобиля, его производительности и расхода топлива. То есть необходимо усовершенствовать стенд, применив в качестве нагружающего устройства более дешёвую электрическую машину обычного исполнения, и выполнять диагностирование автомобиля непосредственно по основному показателю — колёсной мощности.

И такой модернизированный стенд, обеспечивающий получение более точных результатов диагностирования, создан. В нём использована электрическая машина переменного тока общего исполнения, что позволяет снизить расходы на изготовление и эксплуатацию стенда. Ведущий ролик соединён упругим валом с ротором электродвигателя, имеющего линейную статическую характеристику, изображённую на рис. 1 и представляющую собой зависимость угла закручивания упругого вала от передаваемого им крутящего момента. Это позволяет установить на вал бесконтактный датчик момента, на выходе которого формируется последовательность прямоугольных импульсов, изображённая на рис. 2, каждый из которых имеет длительность, пропорциональную крутящему моменту на валу, и одинаковую высоту. Датчик угловой скорости ротора электрической машины выполнен на тахогенераторе, напряжение на выходе которого пропорционально частоте вращения ротора электрической машины и соединённого с ним делителя напряжения, что позволяет получить напряжение на выходе этого датчика, пропорциональное угловой скорости вращения ротора машины (рис. 3), а также получить прямоугольный импульс напряжения, длительность которого пропорциональна моменту, развиваемому электрической машиной в генераторном режиме её работы. Высота сформированного импульса пропорциональна угловой скорости вращения ротора машины. Таким образом, на выходе измерительной системы формиру-

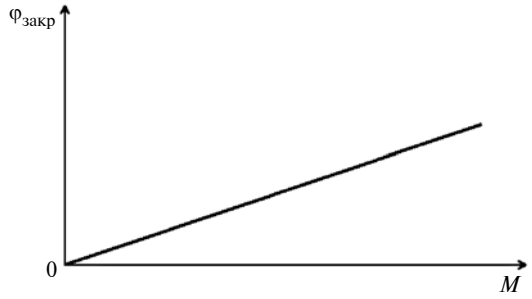


Рис. 1. Статическая характеристика упругого вала

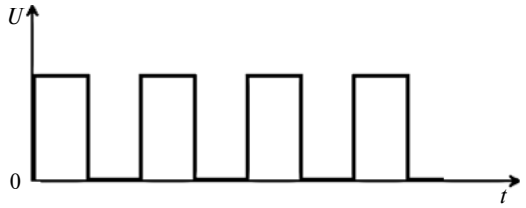


Рис. 2. Напряжение на выходе первого эмиттерного повторителя

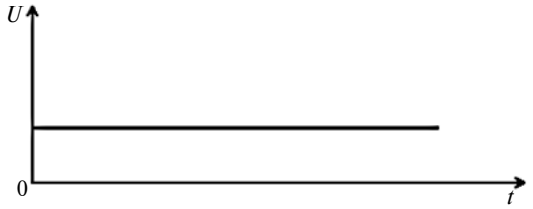


Рис. 3. Напряжение на коллекторе второго эмиттерного повторителя

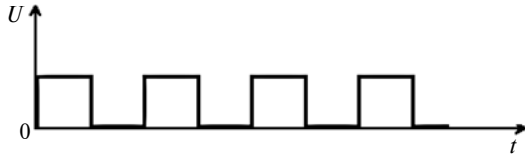


Рис. 4. Напряжение на выходном резисторе

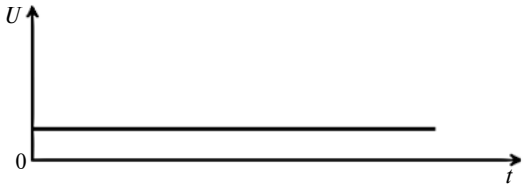


Рис. 5. Напряжение на выходе фильтра низших частот

ются прямоугольные импульсы напряжения (рис. 4), площадь которых пропорциональна колёсной мощности автомобиля.

Наличие в модернизированном стенде фильтра низших частот позволяет осуществить преобразование последовательности прямоугольных импульсов в напряжение постоянного тока, уровень которого пропорционален колёсной мощности автомобиля (рис. 5). Измерительный прибор постоянного тока, соединённый с выходом фильтра низших частот, позволяет измерить напряжение, пропорциональное колёсной мощности. На шкалу измерительного прибора наносится отметка нормативного значения колёсной мощности диагностируемого автомобиля, что позволяет произвести сравнение величины измеренной колёсной мощности с её нормативным значением и принять решение о техническом состоянии автомобиля.

Стенд (рис. 6) содержит поддерживающие *24* и ведущие *23* ролики; нагрузочное устройство, выполненное в виде электрической машины *2* переменного тока общего исполнения, ротор которой соединён упругим валом *16* с ведущим роликом *23*; монтажную плиту *1*; тахогенератор *11*. Измеритель нагрузки выполнен в виде датчика *3* крутящего момента, включающего в себя установленные по концам упругого вала металлические диски *10*, *18* с радиальными прорезями и выступами; преобразователи *9*, *17* импульсные, установленные с обеспечением возможности прохождения выступов и прорезей каждого из дисков *10*, *18* возле соответствующего преобразователя *9*, *17*, соединённые с выходами преобразователей *9*, *17*; дифференцирующие цепи *7*, *32* с отсекающими диодами *8*, *22*; триггер *15*, выполненный на первом *14* и втором *21* транзисторах и четырёх резисторах *12*, *13*, *19*, *20*. При этом базы транзисторов *14*, *21* соединены с выходами дифференцирующих цепей *7*, *32* с отсекающими диодами *8*, *22* [2].

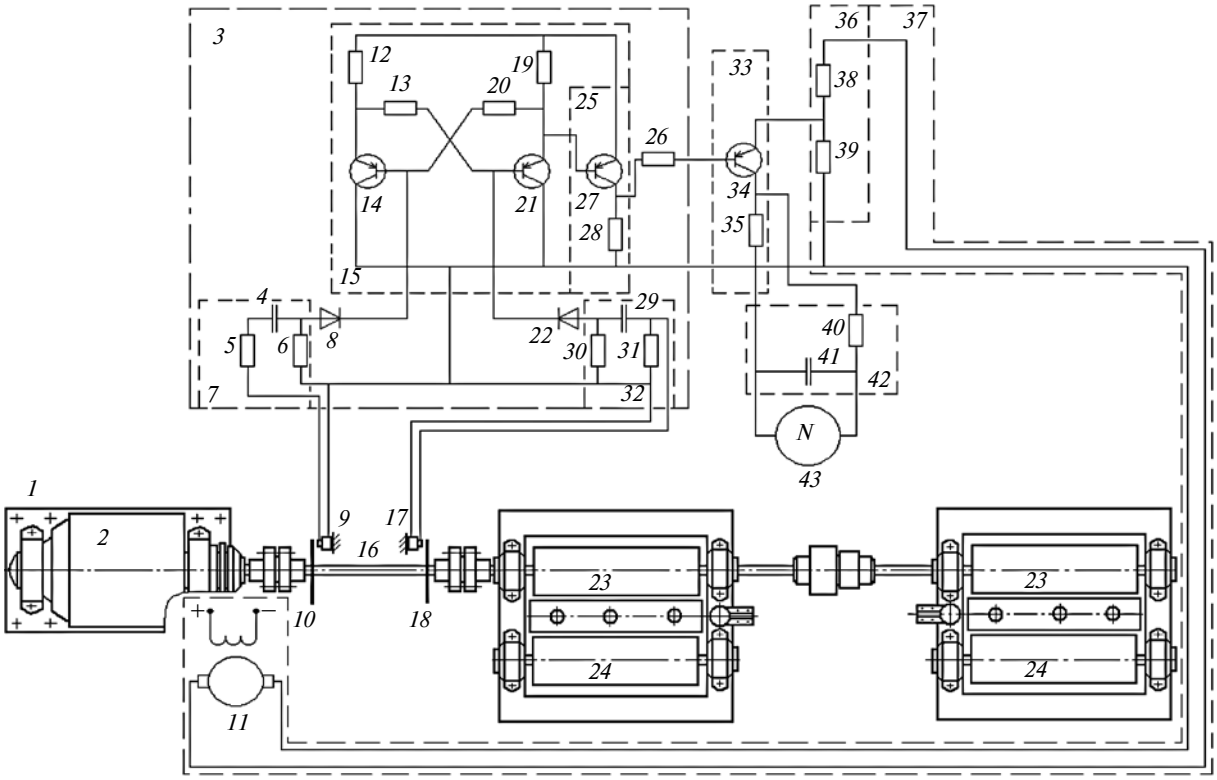


Рис. 6. Общая схема стенда:

1 — монтажная плита; *2* — электрическая машина; *3* — датчик момента; *4*, *29*, *41* — конденсаторы; *5*, *6*, *12*, *13*, *19*, *20*, *26*, *28*, *30*, *31*, *35*, *38*, *39*, *40* — резисторы; *7*, *32* — дифференцирующие цепи; *8*, *22* — импульсные диоды; *9*, *17* — преобразователи импульсные; *10*, *18* — диски металлические; *11* — тахогенератор; *14*, *21*, *27*, *34* — транзисторы; *15* — триггер; *16* — упругий вал; *23* — ведущие ролики; *24* — поддерживающие ролики; *25*, *33* — эмиттерные повторители; *36* — делитель напряжения; *37* — датчик угловой скорости ротора электрической машины; *42* — фильтр низших частот; *43* — измерительный прибор

В схеме стенда имеется первый эмиттерный повторитель *25*, выполненный на транзисторе *27* и резисторе *28*, и второй эмиттерный повторитель *33*, выполненный на транзисторе *34* и резисторе *35*. Вход первого эмиттерного повторителя *25* соединён с выходом триггера *15*, а выходом первый эмиттерный повторитель *25* соединён посредством резистора *26* со входом второго эмиттерного повторителя *33*.

Датчик *36* угловой скорости ротора электрической машины выполнен на тахогенераторе *11* и делителе *36* напряжения, имеющего первый *38* и второй *39* резисторы. Делитель имеет коэффициент деления, отражающий соотношение частоты вращения вала и величины его угловой скорости и равен частному от деления 3,14 на 30. При этом делитель соединён с выходом тахогенератора *11*, а выход делителя выполнен на резисторе *39* с меньшим сопротивлением и является источником постоянного тока для питания второго эмиттерного повторителя *33*.

В качестве сглаживающего элемента в схеме стенда имеется фильтр *42* низших частот, выполненный на резисторе *40* и конденсаторе *41* и соединённый с выходом второго эмиттерного повторителя *33*. Измерительным прибором постоянного тока *43*, соединённым с выходом фильтра *42* низших частот и имеющим отметку на своей шкале нормативного значения колёсной мощности диагностируемого на СТК автомобиля, измеряется колёсная мощность и производится сравнение измеренной величины с её нормативным значением.

Первая дифференцирующая цепь *7* выполнена на резисторах *5*, *6* и конденсаторе *4*. Вторая дифференцирующая цепь *32* выполнена на резисторах *30*, *31* и конденсаторе *29*.

При диагностировании автомобиль устанавливают на стенд, запускают двигатель, включают прямую передачу, запускают электрическую машину *2* стенда в режиме электродвигателя, при этом устанавливается частота вращения ротора меньше синхронной частоты ω_c вращения электромагнитного поля статора машины: точка "А" на рис. 7. Далее переводят электрическую машину в режим генератора путём перемещения педали управления подачей топлива автомобиля до его полной подачи. При этом частота вращения ротора машины увеличивается до значения, соответствующего точке "В", и на выходе датчика *37* (рис. 6) угловой скорости появляется напряжение. Ток в роторе изменяется по направлению, и вследствие взаимодействия электромагнитного поля статора и тока в роторе на валу ротора появляется тормозной момент, измеряемый датчиком момента *3*, установленным на упругом валу *16* стенда. Установленная угловая скорость ротора электрической машины измеряется датчиком угловой скорости.

Крутящий момент на валу *16* измеряется следующим образом. В исходном состоянии транзистор *14* триггера *15* закрыт, а транзистор *21* открыт. Поэтому напряжение на коллекторе транзистора *21* равно нулю, а на коллекторе транзистора *14* принимает максимальное значение. При вращении вала *16* и нагружении его моментом диск *10* проходит выступом возле

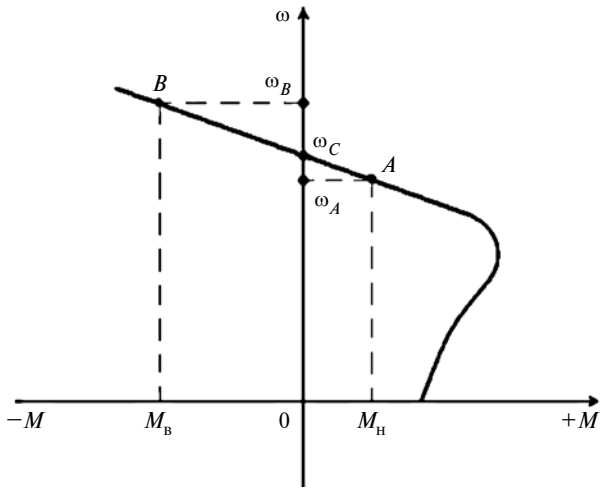


Рис. 7. Механическая характеристика электрической машины переменного тока

преобразователя *9*, и на его выходе появляется первый импульс. Он дифференцируется цепью *7*, на выходе которой образуются два разнополярных импульса. Выходной сигнал этой цепи выпрямляется диодом *8*, образуя положительный импульс, который подаётся на базу транзистора *14*. Транзистор *14* открывается, а транзистор *21* закрывается, поэтому на коллекторе транзистора *21* появляется положительное напряжение. При нагружении моментом вал *16* закручивается на угол пропорционально приложенному моменту (см. рис. 1). Поэтому диск *18* закручивается относительно диска *10*, и на выходе преобразователя *17* формируется импульс, имеющий фазовое смещение относительно первого импульса, сформированного преобразователем *9*. Этот импульс дифференцируется цепью *32*. Выходной сигнал цепи *32* выпрямляется диодом *22*, образуя положительный импульс, который подаётся на базу транзистора *21*. Транзистор *21* открывается, а транзистор *14* закрывается. На коллекторе транзистора *21* опять устанавливается напряжение, равное нулю. В результате происходит формирование на коллекторе второго транзистора *21* прямоугольного импульса, длительность которого пропорциональна величине крутящего момента в данный момент времени. Далее формирование прямоугольных импульсов на выходе второго транзистора *21* происходит аналогично описанному выше. Полученные прямоугольные импульсы подаются на вход первого эмиттерного повторителя *25*. С выхода последнего сигнал о величине крутящего момента подаётся на вход второго эмиттерного повторителя *33* на время, равное длительности каждого из подаваемых прямоугольных импульсов от эмиттерного повторителя *25*.

Величина угловой скорости вращения ротора машины при нажатии педали подачи топлива автомобиля до упора измеряется следующим образом. Выходное напряжение тахогенератора *11* подаётся на вход делителя *36*, при этом на выходе резистора *39* формируется напряжение, пропорциональное угловой скорости вращения ротора машины, так как делитель

выполнен с коэффициентом, равным частному от деления 3,14 на 30. Это напряжение подаётся на коллектор транзистора *34* второго эмиттерного повторителя *33*. Таким образом, на второй эмиттерный повторитель *33* непрерывно подаётся напряжение на коллектор, пропорциональное угловой скорости вращения ротора машины, и при появлении на его входе прямоугольных импульсов напряжения от датчика момента (длительность которых пропорциональна моменту, развиваемому электрической машиной в генераторном режиме её работы) на выходе второго эмиттерного повторителя *33* формируются прямоугольные импульсы напряжения, площадь которых пропорциональна колёсной мощности автомобиля.

Полученные на выходе второго эмиттерного повторителя *33* прямоугольные импульсы сглаживаются фильтром *42* низших частот, выполненного на резисторе *40* и конденсаторе *41* и соединенного с выходом второго эмиттерного повторителя *33*. После сглаживания полученная механическая мощность на колесе диагностируемого автомобиля измеряется прибором *43* постоянного тока. Она сравнивается с нормативной величиной, и, если она меньше нормативной, принимается решение о наличии в автомобиле неисправностей.

Таким образом, за счёт использования для диагностирования автомобиля измеряемой на стенде колёсной мощности его точность оказывается выше. Соответственно, при последующем устранении неисправностей удаётся повысить топливную экономичность и производительность автомобиля. Более низкими будут расходы на создание стенда и его эксплуатацию.

Литература

1. Савич Е.Л. Техническая эксплуатация автомобилей: учеб. пособие. В 3-х ч. Ч. 2. Методы и средства диагностики и технического обслуживания автомобилей / Е.Л. Савич. — Минск: Новое знание. М.: ИНФРА-М, 2015. — 364 с.
2. Стенд для диагностирования дизеля / Геращенко В.В. [и др.] // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 5. — С. 26—28.

УДК 004.386

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИН ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ ШИНЫ В ПЯТНЕ КОНТАКТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФОТОДАТЧИКОВ И ПРОГРАММИРУЕМОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ

МЕДВЕДИЦКОВ С.И., КУЗЬМИНОВ В.В., МАРШИН И.В., ЗАДВОРНОВ В.Н.
Бобруйский филиал Белорусского государственного экономического Университета;
ОАО "Белшина"; НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" (8.916.501-52-99)
medsim@rambler.ru

Разработано регистрирующее устройство для определения величин проскальзывания шины в пятне контакта с использованием высокоточных оптико-электронных инкрементальных датчиков, установленных на валах привода барабана и колеса. Микроконтроллер на основе стандартных интерфейсов осуществляет считывание информации от датчиков и её обработку, в соответствии с заложенной в него программой, производит запись информации в память. В ранее проведённых исследованиях авторами работ по определению скольжения относительно опорной поверхности использовались устройства различных конструкций, основанные на креплении иглы в протекторе шины, диска, контактирующего с наружной поверхностью протектора шины, либо осуществлялась киносъёмка. Авторами данной работы определение величин проскальзывания легковых шин в пятне контакта с дорожной поверхностью осуществлялось путём исчисления числа импульсов от фотодатчиков и последующего измерения кинематического и динамического радиусов колеса. Это позволило данные исследования приблизить к реальным условиям эксплуатации. Исследования проводились в ОАО "Белшина" на модернизированном стенде ИМШ-3М, у которого на беговой барабан закреплены армированные металлические сектора наполненные бетоном, составляющие которого по своим свойствам близки к составу смеси автомобильных магистралей. По результатам исследований получена экспериментальная зависимость изменений величин проскальзывания легковых шин различных моделей и срока хранения по мере износа рисунка протектора.

Ключевые слова: *шина, стендовые испытания, система управления, модуль, блок, импульс.*

Medveditskov S.I., Kuzminov V.V., Marshin I.V., Zadvornov V.N.
IMPROVING OF THE TEST CONDITIONS OF PASSENGER TIRES WITH THE HELP OF SOFTWARE WRITTEN ON DELPHI

A recording device has been developed for determination of the slip tire contact patch using high-precision electro optical incremental encoders mounted on the drum and the tire. Microcontroller reads information from the sensors and processing in accordance with a programme embedded in it based on the standard interfaces.In previous studies, the authors that determined the slip relative to the reference surface used in devices of various designs are based on fastening the needle on a tire, the disc contact with the outer surface of the tire tread, or carried filming.The definition of values slip passenger tire contact patch with the road surface was carried out by counting the number of pulses from the photo detectors and measuring kinematic and dynamic wheel radius by the authors of this study, which allowed the research data closer to real operating conditions. The studies were conducted at the modernized stand MHI-3M Belshina, which were fixed on the rolling drum filled with reinforced concrete, metal sector, whose composition is close to that of highways. An experimental dependence of changes in the values of slip passenger tires of different models and the shelf life of the extent of wear of the tread pattern was obtained according to the research.

Keywords: *tire, bench tests, the system of controlling, module, block, impulse.*

Как известно, на шину при движении в ведущем режиме действуют нормальная нагрузка и крутящий момент, при этом изменение крутящего момента вызывает изменение окружной деформации шины. Под действием крутящего момента шина получает деформацию как в области контакта, так и вне её. Опыты показывают, что по мере увеличения крутящего момента на выходе шины из пятна контакта превышается предел сцепления с опорной поверхностью, из-за чего происходит проскальзывание. В передней и особенно задней частях контакта шины с дорожной поверхностью создаются благоприятные условия для проскальзывания элементов рисунка протектора в направлении, противоположном движению колеса [1]. Изучению проскальзывания протектора шины относительно опорной поверхности в стендовых условиях представлено достаточно много работ [2—4]. В них отмечены результаты исследований устройств различных конструкций по определению скольжения относительно опорной поверхности.

Так, в работе [2] устройство для измерения проскальзывания протектора шины относительно опорной поверхности содержит подвижный измерительный элемент, вы-

полненный в виде диска, контактирующий с наружной поверхностью протектора шины. Другой диск, закреплённый на этой же оси, контактирует с датчиками, определяющими поперечное и продольное проскальзывания. Величины этих проскальзываний через датчики вырабатывают сигналы, пропорциональные перемещению диска. В работе [3] для измерения проскальзывания выступов протектора шины и контактных напряжений в ней использовалось игольчатое устройство, закреплённое на опорной плите. В этой же работе описан другой метод, основанный на использовании киносъёмки площади контакта шины через стеклянную опору, размеченную масштабной сеткой, а выступы рисунка протектора размечались гуашью. По результатам киносъёмки проводилось определение проскальзывания путём покадрового измерения расстояния до точки, отмеченной гуашью на выступе протектора, от линий сетки на стекле.

Аналогичное устройство для регистрации проскальзывания протектора пневматической шины по опорной поверхности приведено в работе [4], но конструктивно выполнено иначе. Проскальзывание в зоне контакта относительно опорной поверхности зависит от многих факторов, таких как: рисунок и рецептура протектора шины, степень её изношенности, конструкция брекера, вид и состояние опорной поверхности. Поэтому изучение проскальзывания шины в пятне контакта с дорожной поверхностью актуально и в настоящее время. Исходя из этого, авторами проведены экспериментальные исследования по определению величин проскальзывания легковых шин в пятне контакта с дорожной поверхностью, приближенные к реальным условиям эксплуатации. Исследования в ОАО "Белшина" проводились на модернизированном стенде ИМШ-3М, у которого на беговой барабан закреплены армированные металлические сектора, наполненные бетоном, с последующей проточкой наружного диаметра. Состав бетонного покрытия на стенде аналогичен составу бетона магистральных дорог. В ходе стендовых динамических испытаний для определения величин проскальзывания легковых шин в пятне контакта с дорожной поверхностью барабана регистрировались величины кинематического и динамического радиусов качения колеса при его скорости качения. Измерение окружной скорости радиуса качения колеса и барабана производилось инкрементальными фотоэлектрическими датчиками модели BE178A5. Идентичные устанавливались на валах приводов барабана и колеса. Скорость движения и пройденного пути шиной определялись с помощью высокоточного оптико-электронного инкрементального датчика. Принципиальная схема измерителя окружной скорости барабана и радиуса качения колеса, построенная по модульному принципу, приведена на рис. 1, где ДДР1 и ДДР2 — датчики динамических радиусов шин *1* и шины *2*; ФД1 и ФД2 — инкрементальные фотоэлектрические датчики скорости; АРМО — автоматизированное рабочее место оператора; RS-485 — сетевой интерфейс.

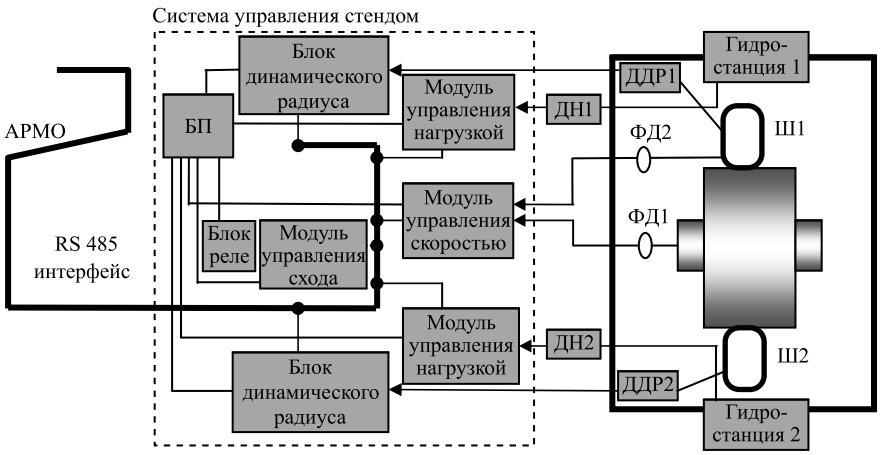


Рис. 1. Принципиальная схема измерителя окружной скорости барабана и радиуса качения колеса

Соединение с компьютером предусмотрено через USB и COM-порты. В системе управления стендом использовались электронные компоненты модулей и блоков ведущих фирм-производителей. На основе стандарта RS-485 модули соединены в локальную промышленную сеть с помощью сетевого интерфейса. Микроконтроллер на основе стандартных интерфейсов осуществляет считывание информации от датчиков ФД1 и ФД2, её обработку, в соответствии с заложенной в него программой, производит запись информации в память. В качестве оптических прерывателей использованы алюминиевые диски диаметром 240 мм, имеющие по 120 равномерно расположенных прорезей на периферии, которые установлены на валах приводов барабана и колеса. Окружная скорость барабана радиусом r_b пропорциональна частоте импульсов датчика ФД1. Измеритель скорости барабана представляет собой модуль управления скоростью, время подсчёта импульсов в котором формируется таким образом, чтобы показания точно соответствовали выраженной скорости в км/ч. Модуль управления скоростью — микропроцессорное устройство, которое в соответствии с внутренней программой обрабатывает значения датчиков. Вращение бегового барабана осуществляется шиной, приводимой посредством карданного вала от коробки передач. Вырабатываемые датчиками угловых перемещений ФД1 и ФД2 импульсы поступают непосредственно на вход микроконтроллера модуля управления скоростью, который рассчитывает значение линейной скорости. Для определения величин проскальзывания шины в пятне контакта с дорожной поверхностью необходимо рассмотреть понятия кинематического и динамического радиусов колеса.

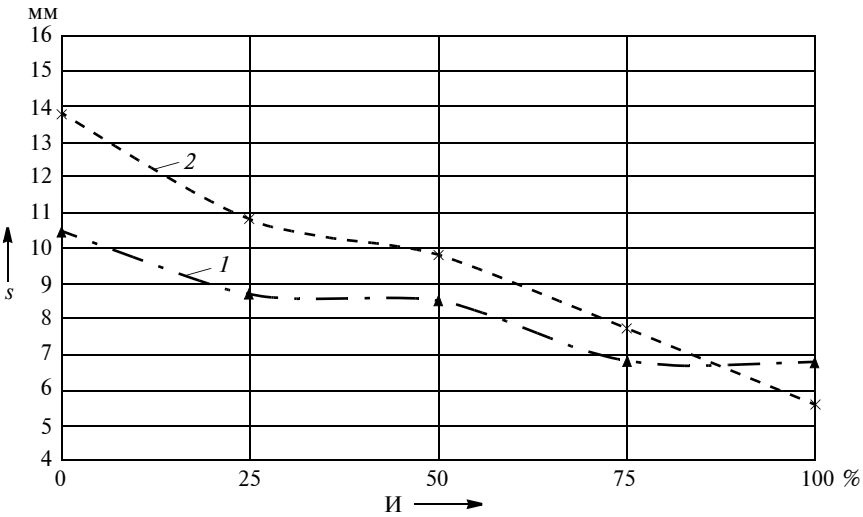


Рис. 2. Зависимость величин значений проскальзываний в пятне контакта шин с дорожной поверхностью барабана при угле увода δ = ±1°

С этой целью рассмотрим определения различных радиусов колеса и обратимся к высказываниям автора работы [1]. В этой работе радиусом качения принято называть радиус такого фиктивного жёсткого колеса, которое при отсутствии пробуксовывания и проскальзывания, имея одинаковую с ним (действительным колесом) скорость вращения, одновременно с этим имеет и одинаковую с ним скорость качения. В теоретической механике этот радиус качения принято называть кинематическим радиусом, который характеризует путь, пройденный колесом за один оборот. Физическое определение $r_к$ выражается расчётной кинематической зависимостью между скоростью движения качения v и угловой скоростью вращения колеса $\omega_к$ [5]: $r_к = v/\omega_к$. Учитывая, что пути, проходимые фиктивным жёстким колесом и барабаном, одинаковы, их можно представить в виде выражения: $2\pi r_k \cdot n_k/120 = 2\pi r_b \cdot n_b/120$, где r_k, r_b — радиусы качения колеса и барабана, n_k, n_b — числа импульсов ФД 1 и ФД 2. С учётом преобразования получим: $r_k = r_b \cdot n/n_k$. Таким образом, кинематический радиус качения колеса измеряется подсчётом числа импульсов от фотодатчика ФД 2.

Так как автомобильное колесо не является абсолютно жёстким объектом, то при его качении по дорожному покрытию под действием силовых факторов происходит тангенциальная деформация шины, при которой действительное расстояние от оси вращения колеса до опорной поверхности уменьшается. Расстояние от оси движущегося колеса до плоскости опоры принято называть динамическим радиусом r_d [1]. Динамический радиус шины измеряется отдельным каналом, предназначенным для измерения динамического радиуса шин (блок динамического радиуса). Известно, что динамический радиус зависит от скорости движения [1, 6], поэтому сравнительные испытания проводились при постоянных режимах испытаний: радиальная нагрузка для шины составляла 3,97 кН при внутреннем давлении воздуха 200 кПа, скорость качения — 70 км/ч, крутящий момент — 150 Нм, угол увода составлял δ = ±1°.

Система управления стендом обеспечивала следующие метрологические параметры. Предел допускаемого значения абсолютной погрешности составлял ±0,5 км/ч измерения линейной скорости вращения поверхности бегового барабана от заданного в диапазоне от 10 км/ч до 250 км/ч. Предел допускаемого значения абсолютной погрешности измерения динамического радиуса шины — в диапазоне от 200 до 700 мм, не более ±1 мм. Предел допускаемого значения абсолютной погрешности измерения кинематического радиуса шины — в диапазоне от 200 до 700 мм, не более ±1 мм. По результатам абсолютных величин значений проскальзываний в пятне контакта шин с поверхностью барабана построена зависимость проскальзывания (*S*) разных вариантов производителей шин в зависимости от степени износа рисунка протектора (*И*) при угле увода δ = ±1°. Результаты испытаний представлены на рис. 2 (*1* — 175/70R13 модели Бел-100 ОАО "Белшина"; *2* — 175/70SR13 фирмы "Мишлен").

В заключение необходимо отметить, что экспериментальные исследования, проведённые в условиях стендовых испытаний, позволили получить величины проскальзываний в пятне контакта шин с дорожной поверхностью максимально приближенными к условиям реальной эксплуатации. Система автоматического управления стендом осуществляла сбор, обработку, передачу, хранение и отображение информации с выдачей протокола испытаний в режиме реального времени.

При создании новых математических моделей качения колеса рекомендуется учитывать полученные выше зависимости. Это позволит с большей точностью учитывать значения показателей проскальзывания шин в пятне контакта.

Литература

1. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. — М.: Транспорт, 1976. — 338 с.
2. Определение проскальзывания пневматического колеса относительно опорной поверхности при качении с уводом / А.С. Павлюк [и др.] // Ползуновский вестник. — 2003. — № 1, 2. — С. 24—30.
3. Третьяков О.Б. Трение и износ шин / М.: Химия, 1992. — 176 с.
4. Устройство для регистрации проскальзывания пневматической шины относительно опорной поверхности: а.с. 1029029 СССР, кл. G 01 M. 17/02 / Г.А. Аржаев, Е.И. Никаноров; — № 3836041 / 27 — 11; заявл. 03.01.85: опубл. 23.03.86 // Открытия. Изобрет. — 1986. — № 11. — С. 3.
5. Мирошниченко А.Н. Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие / Томск: Изд-во Том. гос. архит. — строит. ун-та, 2014. — 490 с.
6. Проведение экспериментальных работ по замеру динамического радиуса колеса при различных режимах вращения стенда [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://publ.naukovedenie.ru. — Дата доступа: 23.11.2014.

ПЛЮС МОДЕРНИЗАЦИЯ

МАЗЕПА В.Г.

15 января 1971 года был собран 2-миллионный с начала выпуска холодильник, 30 августа 1971 года в моторном корпусе — миллионный V-образный двигатель, 3 июля 1974 года на главном конвейере — миллионный автомобиль ЗИЛ-130, 13 октября 1975 года — 2-миллионный V-образный двигатель, 7 мая 1982 года с главного конвейера сошел 2-миллионный автомобиль ЗИЛ-130. Но за всеми буднями успехов и неуспехов всё чаще возникал вопрос: что же будет после ЗИЛ-130?

...Серийный выпуск ЗИЛ-130 набирал обороты: 55 шт. в 1962 году, 714 шт. в 1963 году, 16 тыс. шт. в IV квартале 1964 года и 63 714 шт. в 1965 году. Кроме этого, в 1965 году было произведено 39 055 шт. автомобилей ЗИЛ-157К. Параллельно развивалось производство V-образных двигателей ЗИЛ. Еще до начала выпуска автомобиля ЗИЛ-130 было изготовлено 110 шт. двигателей ЗИЛ-130. Основную же массу V-образных составляли двигатели ЗИЛ-375, которые отправлялись на Уральский автомобильный завод для установки на автомобили "Урал-375Д" в следующих количествах: 14 шт. в 1959 году, 175 шт. в 1960 году, 992 шт. в 1961 году, 2275 шт. в 1962 году и 3408 шт. в 1963 году. С 1967 года к двум моделям (ЗИЛ-130 и ЗИЛ-157К) на сборочных конвейерах добавился ЗИЛ-131. Наиболее активный прирост суммарного их выпуска отмечен в 1969—1976 годы. За восемь лет производство выросло на 50 тыс. автомобилей. При этом год от года прирост составлял 4,9 %.

25 декабря 1976 года впервые в истории завода выпуск грузовых автомобилей перевалил за 200 тыс. шт. в год. Такой темп годового прироста сборки грузовиков ЗИЛ породил в планирующих органах страны и у руководства нашего завода оптимистический прогноз на десятилетия вперед. Не случайно генеральный директор ПО "ЗИЛ" на выступлениях в те годы на партийно-хозяйственных активах завода часто говорил о планах выпуска к концу XII пятилетки (1986—1990 гг.) грузовых автомобилей в объёме 250—300 тыс. шт. В результате именно "270 тыс. шт." было внесено в такой важный документ, как технико-экономическое обоснование эффективности применения в народном хозяйстве страны перспективных автомобилей ЗИЛ-169 (4331).

Но реальность оказалась другой. С конца 1970-х годов темп прироста выпуска грузовиков на ЗИЛе стал уменьшаться. И это несмотря на то, что начиная с 1976 года к трём моделям уже производившихся автомобилей (ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 и ЗИЛ-157К) на конвейер были поставлены ещё две — ЗИЛ-133Г1(Г2) и ЗИЛ-133ГЯ. При этом необходимо учесть, что силовые агрегаты для сборки автомобилей ЗИЛ-133ГЯ поставлялись с Камского автозавода. Не изменилась ситуация и после разработки и внедрения в производство дополнительных моделей автомобилей ЗИЛ-130К и ЗИЛ-130АН и ЗИЛ-157КД с карбюраторными рядными 6-цилиндровыми двигателями ЗИЛ-157Д, имевшими поршневой комплект ЗИЛ-130.

Общий годовой выпуск автомобилей в течение 1977—1980 годов застыл на цифрах 204—206 тыс. шт., а в 1982 году опустился до 196 тыс. шт. Отдельные годы названного периода, особенно с 1981-го по 1983-й, характеризовались даже отрицательным приростом сборки машин. Сказывалась острая нехватка в стране металла. Нельзя не отметить при этом появление (даже в этих трудных условиях борьбы за рост программы выпуска) объектов производства, исчислявшихся миллионами.

Следует заметить, что в этот же период борьбы за выполнение программы серийных автомобилей про-

Сборочный конвейер автомобилей ЗИЛ-130

Площадка проверки и регулировки новых автомобилей в АСК

Отгрузка готовой продукции

Миллионный автомобиль ЗИЛ-130 (130 Г)

изводственные подразделения всё меньше и меньше оказывали помощь Экспериментальному цеху завода в наращивании количества объектов для проведения испытаний автомобилей ЗИЛ-169. Картина оказалась противоположной тому, как это было в своё время с автомобилем ЗИЛ-130. Тогда во всех цехах завода были организованы участки мелкосерийного опытного производства по изготовлению заготовок, механической обработке деталей и даже сборке таких узлов, как двигатели, сцепления, коробки передач, рулевые механизмы, радиаторы и т.д. Количество таких мелких серий доходило до 100—160 шт. в год, что позволяло Экспериментальному цеху тогда вести широким фронтом стендовые и дорожные испытания и получать высокую достоверность и результативность доводки всего автомобиля.

В пору создания автомобилей ЗИЛ-169 таких участков мелкосерийного производства опытных деталей и агрегатов завод организовать так и не смог.

Далее, когда мы перейдём непосредственно к теме разработки, испытаний и доводки перспективного семейства автомобилей, будет назван ряд факторов, способствовавших замедлению этого процесса (далее для краткости — фактор замедления). Так вот, отсутствие вышеуказанных опытных участков явилось одним из факторов замедления.

Первое движение завода в сторону перспективы относится к концу 1960-х. Тогда ЗИЛ приступил к созданию трёхосных (6×4) ЗИЛ-170 и двухосных (4×2) ЗИЛ-169 моделей с кабиной над двигателем. В 1968 году был построен и в начале 1969 года начались испытания первого опытного образца — седельного тягача ЗИЛ-170В с дизельным двигателем ЯМЗ-6Э641 мощностью 210 л. с., а вслед за ним в 1970 году — автомобиля ЗИЛ-169Г с бензиновым карбюраторным силовым агрегатом ЗИЛ-130.

И в этот момент выходит постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР, которым ЗИЛу предписывалось разработать, изготовить и испытать, включая межведомственные испытания, опытные образцы автомобилей для будущего Камского автомобильного завода. Целью работы явилось создание девяти модификаций транспортных большегрузных трёхосных автомобилей колёсной формулы 6×4 (для большинства автопоездов полной массой 26,5 т и одного автопоезда полной массой 32 т) и 6 модификаций трёхосных полноприводных (6×6) автомобилей для автопоездов полной массой до 24 т.

Как потом выяснилось, это задание правительства отняло у завода 10 лет (1969—1978): было построено 40 опытных образцов автомобилей, суммарный пробег которых в ходе дорожных испытаний составил 4,5 млн км. Из 2300 чел. конструкторско-экспериментальной службы завода на пике работ по объектам КамАЗа было занято 1510 чел., в том числе: конструк-

Опытные образцы ЗИЛ-130 с интегральным оперением

Первый опытный образец капотного варианта ЗИЛ-4Э169Г (1974 г.)

Поисковый опытный образец ЗИЛ-130Г/169 (1975 г.)

торов — 430; работников опытного производства — 390; испытателей — 690 чел. Но это было не всё.

Генеральным проектировщиком Камского автозавода был "Гипроавтопром", а ЗИЛу поручили создать проекты строительства и разработать, во-первых, весь технический цикл двух заводов КамАЗа (прессоворамного и автомобильного) и, кроме того, корпусы серого и ковкого чугуна литейного завода.

Специальное проектно-технологическое управление (СПТУ) ЗИЛа в количестве 300 человек во главе с К.В. Строгановым, до этого работавшим главным инженером завода, приступило к работе в 1969 году. После К.В. Строганова начальником СПТУ стал В.А. Кондратьев, главным инженером СПТУ был П.А. Цветков, его заместителем по автомобилестроению — В.Н. Алексеев, главным специалистом — М.В. Феоктистов.

Теперь задним числом размышляешь, почему Павел Дмитриевич Бородин согласился взяться на пике разгона производства "стотридцатки" и начала работ по перспективе собственной ещё и за КамАЗ? На это "почему" отвечаешь себе и сам. Его назначили директором ЗИЛа, на него же и взвалили эту ношу. А с другой стороны, давайте заглянем в тот самый 1969 год. У какого автомобильного завода в СССР был тогда интеллектуальный и производственный потенциал, чтобы не только создать по тому времени современный грузовик, но и спроектировать "сердце" КамАЗа — сборочный завод и технологический цикл самых главных его производств? Вспомнили тогда только об автозаводе им. И.А. Лихачёва! У него был огромный опыт помогать всем и подставлять "плечо" другим заводам. До войны — ГАЗу. В годы войны из ЗИСа родились Ульяновский и Миасский автомобильные заводы, Шадринский автоагрегатный и Челябинский кузнечно-прессовый заводы. После войны ЗИС положил начало автомобильной промышленности Китая. И вот теперь — КамАЗ...

Пожалуй, главная цель написания этих строк — напомнить тем, кто будет жить через много лет, о заслугах флагмана автомобильной промышленности перед страной. ЗИЛ разрушен, музей истории завода разорён. Но в народе говорят: что написано пером, не вырубишь топором. На это и надежда.

Однако возвратимся к КамАЗу и отметим ещё вот что. В истории отечественного автомобилестроения то был прецедент, не имевший повторения, когда один автомобильный завод передавал свою перспективу другому автомобильному заводу. Такое было возможно только при социализме. Из материалов, приведённых ниже, видно, что для ЗИЛа это имело необратимые последствия. Вот ещё один фактор замедления работ по перспективе ЗИЛа. Создав для КамАЗа автомобили 6×4 для автопоездов полной массой 26,5—32 т, ЗИЛ сам себе перекрыл в перспективе путь в этот класс грузовиков. Свои ЗИЛ-133Г1 и ЗИЛ-133ГЯ со временем нужно было закрывать, особенно в классе 32 т, так как не существовало конфигурации силового агрегата КамАЗ-741 (V-10) или КамАЗ-740 (V-8) с турбонаддувом для капотных ЗИЛов.

Панель приборов модернизированного грузовика ЗИЛ-130Г/169

Макет модернизированного автомобиля ЗИЛ-130М с интегральным оперением

Модернизированный грузовик ЗИЛ-130ГМД (1980 г.)

Интегральное оперение ЗИЛ-130ГМД

Был и чисто психологический фактор. Конструкторы ЗИЛа, только что передавшие техническую документацию на КамАЗ, буквально "бредили" своим детищем. Для каждого кузовщика, прибориста или агрегатчика это была самая лучшая в его понимании разработка. Имела место "инерция" предыдущего объекта. Никто не отрицает, во многих решениях по ЗИЛ-169 "присутствовал" КамАЗ. Особенно у кузовщиков, тормозников и электриков. Но нужны были и принципиально другие решения. Капотный грузовик потребовал другого подхода к созданию комфорта в кабине, посадке водителя, конструкции щита приборов и сидений, органов управления и т.д. Необходимо было сохранить также преемственность компоновки автомобилей ЗИЛ-130 с целью обеспечения пространства за кабиной для беспрепятственного размещения многих сотен прежних, устоявшихся в эксплуатации надстроек на новом ЗИЛ-169.

Самые продолжительные баталии разгорались на ЗИЛе после КамАЗа по поводу мощностных показателей дизеля ЗИЛ-645, конструкции коробки передач, интегрального оперения, высоты кабины, приборов и т.д. Часто звучала фраза по поводу того или иного предлагаемого конструктивного решения: "это не хуже, чем на КамАЗе". Это сейчас, например, 8-ступенчатые коробки передач стали привычным делом на легковых автомобилях, а 16-ступенчатые — на грузовых автопоездах. А тогда спор шёл в диапазоне должностей от конструктора трансмиссии до генерального директора. И за 5-ступенчатую коробку передач с повышающим делителем голосовало большинство участвовавших в технических баталиях. Тем более КамАЗ к тому времени десятками тысяч штук уже тиражировал подобную трансмиссию. Лучшего убеждения для технологов-оппонентов придумать было нельзя...

И надо отдать должное главному инженеру С.М. Степашкину и генеральному директору П.Д. Бородину: они проявляли в подобных "конфликтных" ситуациях необходимое терпение, не старались окриком "делать только так!" решить спор. И ждали, когда нужное решение принесут изнутри конструкторско-экспериментальной службы.

Но время-то убегало.

Второй подход к работам над перспективным грузовиком с тем же названием ЗИЛ-169 пришёлся на начало 1970-х. Упоминания об очередном "начале" работ по капотному автомобилю ЗИЛ-169 относятся к совещанию у главного конструктора А.М. Кригера 16 июня 1971 года (протокол совещания № 169-1 "По вопросу о начале работ по автомобилю ЗИЛ-169 типа 4×2"). Поручалось подготовить габаритный чертёж силового агрегата с дизелем V-8 рабочим объёмом 7,6 л, мощностью 160 л. с. и максимальным крутящим моментом 46 кгс · м для изготовления деревянного макета.

Выбор V-образной схемы расположения цилиндров двигателя был обусловлен необходимостью его размещения в ограниченном по длине подкапотном пространстве, в том числе автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131. По своим мощностным параметрам проектируемый дизель должен был быть близок к двигателю ЗИЛ-130, что предопределяло возможность использования автомобиля ЗИЛ-169 в составе автопоезда полной массой 20,5 т. Приказом по заводу от 16 августа 1972 года № 307 "О развитии конструкторско-экспериментальных работ по двухосным грузовым автомобилям ЗИЛ" впервые была названа модификация дизеля ЗИЛ-645, подлежащего разработке. Постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 12 августа 1976 года № 657 "О перспективе развития ПО ЗИЛ" необходимо было обеспечить в 1976—1978 годы доработку конструкции новой модели грузового автомобиля с дизелем и обеспечить до 1 января 1979 года её испытания.

Здесь скажем ещё об одном факторе замедления. У завода не было необходимого опыта в разработке и производстве дизелей. Нельзя сказать, что дизелями

Модернизированный грузовой автомобиль ЗИЛ-130-80

Автомобиль ЗИЛ-133ГЯ с дизельным силовым агрегатом КамАЗ-740

завод вообще не занимался. Отдельные попытки делались ещё в начале 1930-х годов, но они шли, во-первых, с постоянными перерывами при минимальном количестве конструкторов-разработчиков, часто привлекаемых со стороны. Во-вторых, те дизели были с предкамерным (вихрекамерным) рабочим процессом. В-третьих, разработки ориентировались на конвертирование в дизель карбюраторного бензинового двигателя. Так продолжалось после войны, а потом и в 1960-е годы. Последний дизель такого покроя — ЗИЛ-136 (V8). Он не был принят на подготовку производства после пятилетних испытаний в связи с недостаточной (125 л. с.) мощностью для автопоездов. Приказ по этому поводу был издан Бородиным в 1968 г.

После трёхлетнего традиционного уже перерыва практически обновленная команда конструкторов во главе тогда с начальником КБ дизелей Алексеем Михайловичем Кондриковым принялась снова с нуля за дизель — теперь ЗИЛ-645. В ходе дорожных испытаний в 1975 году автомобиля-прототипа с дизелем ЗИЛ-645 первой серии постройки (рабочий объем 7,6 л) выяснилось, что для автопоездов полной массой 20,5 т указанные в техническом задании показатели по максимальному моменту и мощности (46 кгс-м и 160 л. с.) не обеспечивали требуемых тягово-динамических параметров ЗИЛ-169 при движении в общем потоке на дорогах страны.

Далее, при подготовке ТЭО по перспективным автомобилям ЗИЛ-169 руководство завода в целях снижения сроков окупаемости затрат на производство указанных автомобилей принимает решение внести в проект автопоезд полной массой 23,5 т (в дополнение к автопоезду 20,5 т). При этом в намечаемом на XII пятилетку (1986—1990 гг.) общем объёме производства 250 тыс. шт. автомобили с дизельными силовыми агрегатами ЗИЛ-645 должны были составлять 175 тыс. шт., а в числе остальных по количеству было намечено производить тягачи ЗИЛ-169 для работы в составе автопоездов 20,5 и 23,5 т. с бензиновыми карбюраторными силовыми агрегатами, обычными или форкамерными ЗИЛ-130 (ЗИЛ-130Ф) и ЗИЛ-375 (ЗИЛ-375Ф).

Новая вводная руководства потребовала пересмотра сроков и объёма работы конструкторско-экспериментальной службы завода. Сдвиг по срокам оценивался в четыре года, что как раз попадало на время начала в 1980 г. межведомственных испытаний; без проведения необходимого объёма стендовых и дорожных испытаний и агрегатов, и автомобилей ЗИЛ-169. К фактору отсутствия опыта прибавился фактор прямого замедления работ по существу.

Возвращаясь к опыту создания автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131, отметим важную стратегию руководства тех времен. На серийно выпускавшиеся тогда ЗИЛ-164А и ЗИЛ-157К перед пуском ЗИЛ-130 вводились в производство на конвейер узлы и агрегаты будущего автомобиля. Речь идёт о таких важных элементах трансмиссии, как сцепление и коробка передач. Их предварительно и с опережением выпуска автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131 осваивали производство и эксплуатация. Будущие объекты входили не целиком, а поэтапно. К сожалению, оторвать эти узлы от всего автомобиля ЗИЛ-169 (или даже от дизеля ЗИЛ-645) не получилось. А ведь увеличенные массы автопоездов 20,5 и 23,5 т могли бы пойти раньше — с автомобилями ЗИЛ-130, имевшими бензиновые двигатели ЗИЛ-130 и ЗИЛ-375, но сцепление и трансмиссию автомобиля ЗИЛ-169 Очередной фактор замедления!

Самый обсуждавшийся в течение нескольких лет в руководстве ЗИЛа вопрос: что пойдёт в производство раньше — дизель или кабина?

Поначалу при проектировании автомобиля, при разработке технологии его производства, а главное, при составлении ТЭО по автомобилю ЗИЛ-169 этот вопрос вообще не возникал. Завод дизелей в Ярцево и новый кузовной цех на головном заводе войдут в эксплуатацию одновременно! Такова была стратегия ещё при составлении проекта этих сооружений. К тому дело и шло.

Седельный тягач ЗИЛ-7Э169В1

Опытный образец грузовика ЗИЛ-7Э169ГУФ с форкамерным двигателем ЗИЛ-130Ф

Что касается первых опытных образцов дизельных двигателей ЗИЛ-645, опытных образцов кабин и автомобилей ЗИЛ-169, то их, как говорят, делали на "коленке" в Экспериментальном цехе завода. Дело с ними обстояло так: за период с 1974 по 1981 год было построено 75 двигателей ЗИЛ-645 шести серий постройки и 31 опытный образец автомобилей ЗИЛ-169 пяти серий постройки. Следует заметить, что по результатам стендовых и дорожных испытаний двигателей ЗИЛ-645 их надёжность была весьма низкой, а постоянные конструктивные изменения от серии к серии уверенности в этом плане не добавляли. Зато их увеличенное количество компенсировало потери.

Но факт есть факт: Экспериментальный цех произвел дизелей ЗИЛ-645 за эти 8 лет почти в 2,5 раза больше, чем кабин ЗИЛ-169. Действительно, сборку опытных образцов автомобилей ЗИЛ-169 в целом сдерживали кабины. По ним никакого опережающего производства не было. Панели будущих кабин выстукивали по деревянным моделям в том же Экспериментальном. До определенного количества (4—5 кабин в год) ЗИЛ-169 самих экспериментальщиков пока хватало. И перспектив с существенным увеличением кабин нового автомобиля в опытном производстве не просматривалось.

Если говорить о подготовке производства этих объектов, то суммарно судьбу дизеля ЗИЛ-645, кабины с оперением и всего автомобиля ЗИЛ-169 решали три объекта: Ярцевский завод двигателей (ЯЗД); Новый кузовной корпус (НКК); Прессово-сварочный корпус

Опытные образцы дизельных автомобилей ЗИЛ-9Э169 (1980 г.)

Интегральное оперение ЗИЛ-9Э169Г

Опытный образец грузовика ЗИЛ-4331 (1982 г.)

(ПСК). Один из названных объектов — ЯЗД — имел прямое отношение к двигателю, два других — к кабине. Самое интересное, в начальный период, пока шли споры, что пойдет раньше — дизель или кабина, все три объекта были только на бумаге. Поэтому фактический счёт спора был по нулям. Но виртуальный разгорался...

Для тех, кто утверждал приоритет двигателя, зацепкой, возможно, послужила информация о только-только начавшейся на УАМЗе ("дочке" ПО "ЗИЛ") проработке проекта опережающего ("гибкого") производства дизелей ЗИЛ-645 с использованием исключительно станков с ЧПУ. Противоположная сторона приводила свои, довольно весомые "козыри". Мол, два из намеченных к строительству корпусов (НКК и ПСК), говорили они, будут возводиться в Москве, на головном заводе: здесь руководство ПО "ЗИЛ", проектанты, возможность влиять на строителей и на тех, кто будет закупать оборудование. То есть рычагов существовало больше, чем там, где ЯЗД, до которого ещё ехать 340 км. Правильный прогноз в таком деле — это возможность избежать сотен миллионов рублей потерь или, наоборот, получить выгоды.

Порассуждаем. Если дизель пойдет раньше и с большим отрывом по времени, то прямой смысл уже сейчас (тогда, в годы споров) проектировать на базе серийных грузовиков ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131 так называемые переходные или модернизированные автомобили (условно ЗИЛ-130М и ЗИЛ-131М), на шасси которых могли бы устанавливаться как бензиновые, так и дизельные силовые агрегаты.

В том случае, если временной отрезок от пуска дизеля в производство до появления полноразмерных автомобилей новой модели оказывался менее двух-трёх лет, то "игра не стоила свеч". Затраты на ЗИЛ-130М — проектирование, заказ и закупка оборудования — просто не окупались бы. Опережение дизеля кабиной тоже не вариант, так как бензиновые карбюраторные двигатели на автомобилях ЗИЛ-169 могли рассматриваться с выгодой только на период пуска. Ведь главная цель всей затеи с перспективными автомобилями ЗИЛ-169 — это дизель.

Но во времена Бородина, да и в последующие годы тема переходной модели ЗИЛ-130М имела большое значение не для "перехвата" дизеля ЗИЛ-645, а для об-

новления самого автомобиля ЗИЛ-130. Теперь уже Павел Дмитриевич, как в своё время предыдущий директор Алексей Георгиевич Крылов, всё чаще слышал упреки о старении автомобилей, которые выпускал завод. Тогда говорили о чересчур затянувшихся 16 годах производства семейства ЗИС-150, ЗИЛ-164 и ЗИЛ-164А. Теперь те же 16 лет настигли "стотридцатку", а до нового автомобиля ЗИЛ-169 (4331) по самым оптимистическим прогнозам — ещё две пятилетки...

Поэтому беспокоилось руководство, прежде всего, об автомобилях, которые "кормили" завод. К примеру, в ближайший 1980 год предстояла уже четвертая с 1971 года аттестация автомобиля ЗИЛ-130 на "Знак качества", а потом и пятая, и шестая и т.д. Надбавка за "Знак качества" приносила заводу ежегодно большие по тем временам дополнительные средства, за которые завод и боролся. Но теперь, на 16-м году производства, чтобы сохранить надбавку, Госстандарт хотел видеть хотя бы стремление, попытки ПО "ЗИЛ" изменить внешний вид и проработать в опытных образцах конструктивные изменения автомобиля ЗИЛ-130, направленные на модернизацию и выполнение норм соответствующих стандартов по активной и пассивной безопасности. И с надеждой, что все это поэтапно войдет в производство.

В этом суть и смысл, по мнению автора этих строк, продления жизни "стотридцатки" — через ту самую переходную модель ЗИЛ-130М. "Переходную" — не в понимании обязательной установки дизельного двигателя ЗИЛ-645, а через модернизацию "стотридцатки" — автомобиля с V-образным бензиновым (необязательно карбюраторным) двигателем того же наименования.

Примером оптимального решения по возможному изменению внешнего вида и модернизации автомобиля ЗИЛ-130 мог служить автомобиль с условным индексом "ЗИЛ-130Г/169", построенный в 1975 году командой специалистов УКЭР. Руководство постройкой осуществлялось водителем-испытателем Ю.Г. Тумановым. Это был его замысел. Дизель ЗИЛ-645 на образце Туманова был установлен под влиянием того самого ошибочного мнения, что этот агрегат опередит по времени новую кабину.

Если вновь обратиться к ТЭО на автомобиль ЗИЛ-169, то по проекту весь объём 250 тыс. шт. намеченных к выпуску грузовых автомобилей ЗИЛ разбивался на 175 тыс. шт. ЗИЛ-169 с дизельными силовыми агрегатами, а остальные 75 тыс. шт. могли бы

Модернизированный грузовик ЗИЛ-130ГМ (1982 г.)

Опытный образец грузовика ЗИЛ-4331

быть те самые, описанные выше модернизированные ЗИЛ-130М.

В конце концов не в названии дело. Разберём существо. Ведь первые совещания у руководства завода в 1977 году проходили по рассмотрению перечня мероприятий именно по модернизации автомобиля ЗИЛ-130. Оттуда и пошёл индекс автомобиля ЗИЛ-130М. Ни о каком дизеле на этот автомобиль тогда речи и не шло. И только в 1979 году, когда в Госплане и других правительственных организациях стало рассматриваться ТЭО по автомобилю ЗИЛ-169, индекс ЗИЛ-130М получил звучание переходной модели. Повестка совещаний у руководства с 1979 и в последующие годы стала звучать так: "ЗИЛ-130М плюс М". Первоначальное понятие сместилось. Теперь автомобиль с индексом ЗИЛ-130М стал рассматриваться как автомобиль, на который следовало предусмотреть установку дизельного силового агрегата. А "плюс М" — он же модернизированный автомобиль ЗИЛ-130 с двигателем ЗИЛ-130. Теперь дискуссия на совещаниях руководства завода приобрела совсем другой смысл и оттенки. Специалисты не понимали, зачем за две пятилетки до того, как начнёт производиться дизель ЗИЛ-645, выпускать модернизированный автомобиль с конструктивными изменениями узлов шасси и деталей подвески, учитывающими установку дизеля, утяжеляющего ЗИЛ-130М.

По-моему, смысл предложения руководства завода — связывать дизель ЗИЛ-645 с переходной моделью — имел формальное значение. За две пятилетки до появления дизеля ЗИЛ-645 в производстве на ЗИЛе был другой объект, остро нуждавшийся в деньгах на увеличение его программы и модернизации. То был ЗИЛ-130! Надо было через эту предполагаемую к разработке и производству машину ЗИЛ-130М получить разрешение на использование средств, заложенных в ТЭО на автомобиль ЗИЛ-169, для развития ЗИЛ-130 (без дизеля!). А вот что обязательно надо было предусмотреть в опережающем производстве, так это использование сцепления (диафрагменного!) и коробки передач автомобиля ЗИЛ-169 на автомобилях ЗИЛ-130М. К сожалению, в проекте и ТЭО ЗИЛ-169 это не было предусмотрено.

Но тема переходной модели ЗИЛ-130М на этом не была закрыта. Она перекочует от Бородина к другим генеральным директорам. Дискуссия продолжится.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Егоров А.Н. — Роботизированный карьерный самосвал БелАЗ грузоподъёмностью 136 тонн 1

АСМ-факты 2

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Рыбаков А.А. — Однотактный двигатель с внешней камерой сгорания и кривошипно-шатунным механизмом 3

Сливинский Е.В., Радин С.Ю., Пивоваров О.А. — Газораспределительный механизм повышенной надёжности для ДВС легковых автомобилей . . . 6

Чмиль В.П. — Рекуперативная трансмиссия полноприводного автомобиля 8

Прохоров В.А. — Система частотного управления асинхронным электроприводом для автомобилей с КЭУ и электромобилей 11

Катанаев Н.Т., Лепёшкин А.В., Колбасов А.Ф. — Идентификация неголономных несовершенных связей колеса транспортного средства при движении в сложных дорожных условиях 14

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Крайнюков А.В., Жегалов И.Н., Жданов Т.Ю. — Проблема надёжного функционирования автомобильной техники в условиях низких температур . 18

Павлишин С.Г., Кутафьев А.Т. — Последствия использования неоригинальных запасных частей . . 20

Читатель предлагает

Шапран В.Н., Березняк А.В., Симонян Р.М. — Способы дозированного слива отстоя из топливного бака 22

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Котляров А.Ю. — Повышение эффективности контроля качества обработки деталей методом акустической эмиссии 24

Коваленко Н.А., Геращенко В.В., Лобах В.П. — Модернизированный стенд для диагностирования тяговых качеств автомобиля 27

Медведицков С.И., Кузьминов В.В., Маршин И.В., Задворнов В.Н. — Определение величин проскальзывания шины в пятне контакта с использованием фотодатчиков и программируемой системой управления 30

ИНФОРМАЦИЯ

Из истории отечественного автомобилестроения

Мазепа В.Г. — Плюс модернизация 33

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор Университета машиностроения (МАМИ)*

Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*

Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*

Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*

Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*

Комаров В.В. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе*

Коровкин И.А. — *исполнительный директор НП "ОАР"*

Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*

Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*

Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*

Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана*

Николаенко А.В. — *д-р экон. наук, ректор Университета машиностроения (МАМИ)*

Никульников Э.Н. — *канд. техн. наук, НИЦИАМТ ГНЦ "НАМИ"*

Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*

Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*

Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*

Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*

Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*

Чернов А.В. — *зам. директора по научной работе НИИАЭ*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*

Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*

Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*

Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*

Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*

Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*

Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-российского университета (Могилёв)*

Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*

Корректор *Сажина .И.*

Сдано в набор 05.10.2016. Подписано в печать 08.11.2016.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Канцлер".

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)

E-mail: avtoprom-atd@mail.ru

www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПИ № 77-7184

Цена свободная.

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

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.