



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/115.002.8

РЕЦИКЛИНГ – ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук **Г.В. МУРАТКИН**
Тольяттинский ГУ (8482.76-99-33)

Рассмотрен вопрос создания современной отечественной системы рециклинга автомобилей, включающей их реновацию, конверсию и утилизацию исчерпавших свой ресурс.

Ключевые слова: система рециклинга автомобилей, технологии вторичной переработки.

Muratkin G.V.

RECYCLING AS INSTRUMENT OF UPGRADING EFFICIENCY OF USE AUTOMOBILES

The question of car recycling national modern system included resource exhausted machines renovation, conversion and their utilization is viewed.

Keywords: automobile recycling system, automobile recycling technology.

Автомобили, как и любые другие изделия, в процессе эксплуатации утрачивают свои потребительские свойства, превращаясь в неисправные, предельно изношенные объекты, а существующая у нас практика их потребления – приобрел, использовал, выбросил – порождает сильнейшее экологическое давление на окружающую среду. Причем эта проблема с каждым годом все более обостряется.

За рубежом ее, как известно, решают с помощью рециклинга, т.е. путем возвращения к новому жизненному циклу – либо в обновленном (восстановленном) виде, либо в виде, приносящем не вред, а пользу. И таких вариантов, как показывает зарубежная практика, три (рис. 1): реновация, конверсия и утилизация. Рассмотрим их.

Реновация автомобилей, достигших своего предельного физического состояния, включает [1] их восстановление, ремонт и модернизацию. То есть она, по сути, направлена на продление их рабочего ресурса. Она, даже если сопровождается частичным изменением конструкции (например, установкой контроллеров нового поколения), является, по-видимому, самым эффективным направлением рецик-

линга, так как затраты на восстановление изношенных АТС с помощью современных технологий и энергосберегающих методов составляет 30...50 % первоначальной стоимости изделий. И, естественно, снижает загрязнение окружающей среды. Причем без значительных инвестиций.

Однако по мере морального и физического старения автомобилей всегда будет существовать потребность в их утилизации, и, следовательно, конструкция АТС должна быть к этому максимально приспособлена. В этой связи при проектировании стоят две взаимосвязанные и во многом противоречивые задачи. Во-первых, необходимо спроектировать работоспособный и надежный автомобиль, т.е. автомобиль стабильно и качественно выполняющий заданные функции на всем максимально длительном периоде эксплуатации. Во-вторых, необходимо, чтобы после исчерпания своего рабочего ресурса он был способен "исчезать" без большого материального ущерба и вредных воздействий на окружающую среду.

Решение в полной мере данной дилеммы в настоящее время не представляется возможным, так как оно предполагает создание такого автомобиля, который бы через запрограммированное время сам бесследно исчезал или преобразовывался в массу полезных материалов для вторичного использования.

Второй вариант – конверсия неисправных автомобилей, которая представляет собой комплекс мероприятий, направленных на доработку самих автомобилей и их компонентов с целью дальнейшего использования по другому функциональному назначению. (Например, незначительная конструкторская доработка коробки передач автомобиля позволяет использовать ее в конструкциях различных стендов для испытаний узлов, агрегатов и др.).

Третий вариант – экономически и экологически приемлемая утилизация, в основе которой лежит переработка автомобилей и вторичное использование их металлов, неметаллических материалов и эксплуатационных технических жидкостей. Иначе говоря,



Рис. 1. Принципиальная схема рециклинга предельно изношенных автомобилей

ности, что привело к резкому уменьшению сбора и вторичной переработки АТС. В итоге старые автомобили, кузова, изношенные и поврежденные автомобильные компоненты можно было встретить где угодно – во дворах домов, вдоль дорог, на пустырях, неорганизованных свалках, на предприятиях, выполняющих техническое обслуживание и ремонт автотранспортных средств, и т.д. Они загрязняли городские территории и портили природные ландшафты.

Для выхода из сложившейся ситуации правительство в 2010 г. приняло программу утилизации отслуживших свой срок автомобилей, которую, к сожалению, с большой натяжкой можно назвать программой рециклинга. Потому что она, прежде всего, была направлена на поддержку отечественного автопроизводителя во время экономического кризиса и в гораздо меньшей степени – на создание современной системы утилизации автотранспортных средств, обеспечивающей экологическую безопасность страны.

полная утилизация, которая представляет собой не столько процесс уничтожения (захоронения) изношенных объектов, сколько процесс их вторичной переработки. Ведь, по сути, утилизация – это употребление с пользой изделий, восстановление которых невозможно или нецелесообразно. Она представляет собой систему, которая включает комплекс технологических, конструкторских и организационных мероприятий, направленных, главным образом, на сбор, транспортирование, сортировку и переработку не подлежащих ремонту автомобилей с целью получения вторичной продукции и энергии.

Все это, в общем-то, хорошо известно. Но реализация данных теоретических соображений у нас, в России, пока практически не состоялась.

Так, в советские времена с выработавших все возможные сроки автомобиля снимались колеса и еще несколько навесных частей, после чего он отправлялся под пресс. Далее автомобильный лом в виде металлического брикета поступал в плавильные печи, где все неметаллические составляющие сгорали, выделяя при этом в атмосферу большое количество ядовитых веществ. При переходе же к рыночной экономике старая система утилизации прекратила свое существование, а экономические и правовые отношения между участниками вторичной переработки, которые стимулировали бы сбор и переработку вторичного сырья в новых условиях, созданы не были: специализированные предприятия, занимавшиеся переработкой исчерпавших ресурс автотранспортных средств, акционировались и частично перешли на другие виды деятель-

шей экологическую безопасность страны. Кроме того, эта программа и реализовывалась по старинке, путем прессования старых автомобилей и перевозки автомобильного лома железнодорожным транспортом на металлургические комбинаты, которые выдавали свою продукцию машиностроительным предприятиям, в том числе автозаводам. Более того, эта программа была успешно реализована чисто формально: такую технологию вторичной переработки вряд ли можно признать экономически и экологически эффективной. Ведь при прессовании кузова без его предварительной разборки в брикеты вместе с черными металлами оказываются легированные и цветные сплавы, там же остаются неметаллические компоненты (грязь, стекло, пластмасса, резина и т.п.). А ведь в общей массе кузова старого автомобиля находится ~8 % грязи и стекла и ~12 % неметаллических сгораемых материалов. Выделить их при переплавке из общей массы скрапа, используемого в мартеновском процессе, технологически невозможно. Именно поэтому далеко не все современные предприятия по скупке лома принимают на переплавку старые автомобили.

С другой стороны, в отслужившем свой срок автомобиле содержится масса полезных материалов – сталь и сплавы (65...70 %), пластики (8...12 %), стекло (2,5...2,8 %), резина (4...6 %), технические эксплуатационные жидкости (4...6 %), а также другие материалы – такие, как краска, изоляция, ткань, электрические провода (2,5...4,0 %). При наличии у перерабатывающих предприятий современных тех-

нологий и оборудования вторичная переработка могла бы приносить прибыль, соизмеримую с промышленным производством.

Правда, программа российского авторециклинга имела и положительные моменты. Прежде всего это касается создания новых перерабатывающих предприятий, работающих на основе современных технологий вторичной переработки с использованием специального оборудования, например, шредеров. В отличие от пресса шредер не брикетировывает автомобиль, а измельчает его на фракции. Полученный таким образом лом черных металлов, называемый металлическим шротом, характеризуется высокой насыпной плотностью и отсутствием примесей и является ценным видом сырья для металлургических производств.

К сожалению, несмотря на появление в отдельных регионах России современных перерабатывающих предприятий, полноценная, экономически эффективная система утилизации автомобилей пока так и не создана. И главная причина тому – формальная: отсутствие нормативно-правовой базы, регламентирующей отношения всех заинтересованных сторон сферы вторичной переработки и позволяющей создать инфраструктуры современных перерабатывающих предприятий. Между тем зарубежный опыт показывает, что решить проблему рециклинга автомобилей можно только на основе системного подхода, регулируя одновременно все механизмы и этапы движения отслуживших свой срок АТС от источника (физических и юридических лиц) к пунктам демонтажа, хранения, переработки или захоронения. При этом требуется в полной мере использовать поддержку населения, потому что только через планомерную работу по экологическому просвещению граждан их можно привлечь в качестве активных участников программы рециклинга автомобилей. Именно поэтому более 15 лет назад в промышленно развитых странах были приняты программы рециклинга, т.е. сбор и вторичная переработка изношенных автомобильных деталей и отслуживших свой срок АТС. В рамках этих программ обращение с исчерпавшими ресурс автомобилями и отношения между участниками вторичной переработки четко регулируются техническими регламентами и нормативно-правовыми актами.

Напомним некоторые моменты этой системы.

Она включает приемку отработавших свой срок автомобилей, их технико-экономическую оценку, слив всех эксплуатационных жидкостей, частичный демонтаж навесных узлов и агрегатов, переработку невозстанавливаемых объектов, реализацию снятых кондиционных изделий на вторичном рынке, переплавку автомобильного лома, обезвреживание и захоронение отходов вторичной переработки. При

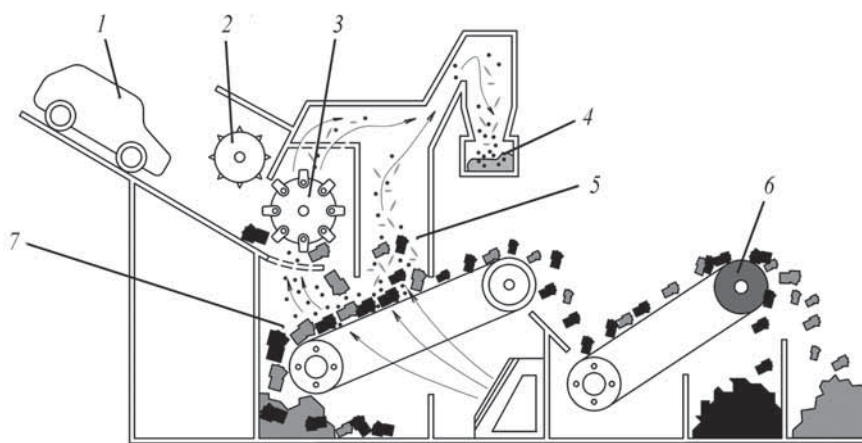


Рис. 2. Схема линии по переработке автомобилей:

1 – автомобиль; 2 – разрыватель; 3 – шредер; 4 – пылесборник; 5 – пневматический сепаратор; 6 – магнитный сепаратор; 7 – гравиметрический сепаратор

этом все перечисленные мероприятия, в соответствии с законами о авторециклинге, жестко контролируются и экономически регулируются государственными органами. Кроме того, благодаря этим законам ответственность за переработку выпущенной продукции в основном несут автопроизводители.

Конечно, даже в самых современных цепочках утилизации старых автомобилей экономически выгодно далеко не все их звенья. Особенно это касается организации сбора, транспортирования и экологически безопасного демонтажа АТС. Поэтому для устранения этих "узких" мест государствами выделяются необходимые финансовые средства, которые ранее были получены от автопроизводителей, дилеров и владельцев автомобилей путем сбора налогов.

Данная система работает, причем эффективно. Например, только в США, Канаде, Японии и Западной Европе ежегодно утилизируется около 35 млн автомобилей. При этом суммарный коэффициент утилизации составляет в среднем 80...83 %, а коэффициент рециклинга черных и цветных металлов, применяемых в АТС, близок к 100 %.

Очень важно и то, что мировая индустрия рециклинга АТС обеспечивает работой свыше 1,5 млн чел., а общая стоимость продукции, произведенной из переработанных старых автомобилей, превышает 250 млрд амер. долл.

Теперь о технологии вторичной переработки.

Современные линии по вторичной переработке (рис. 2) позволяют измельчать автомобиль даже без предварительной его разборки и уже после этого отделять различные материалы друг от друга. Эти линии основаны на использовании крупных шредерных установок, в которых специальная молотковая дробилка сначала разбивает автомобиль на куски (размерами, подходящими для их дальнейшей загрузки в измельчитель роторного типа), сбивая при этом с него краску, ржавчину, окалину и другие загрязнения. Затем размельченный материал проходит через три сепаратора – гравиметрический, пневматический и электро-

магнитный, которые разделяют его на черные, цветные металлы и легкие неперерабатываемые фракции [3]. Производительность шредерных установок составляет ~60 автомобилей в час. Они с легкостью могут приспособиться к различным рабочим условиям и достаточно быстро и безопасно измельчают практически любые материалы. Управляет такой установкой программируемый логический контроллер, который, например, при перегрузке включает реверс-систему рабочих валов или систему аварийного отключения установок.

Таким образом, современный технологический процесс переработки автомобилей, в общем-то, включает три очевидные операции.

1. Слив из автомобилей всех эксплуатационных технических жидкостей (остатков бензина, моторных и трансмиссионных масел, тормозной жидкости и т.п.).

2. Разборка автомобилей – демонтаж колес, аккумуляторов, двигателей, стекол, пластиковых панелей и других компонентов. Из общего потока демонтированных частей отбирают кондиционные узлы для продажи и изделия для восстановления. Остальные компоненты, подлежащие вторичной переработке, направляют в специальный мобильный пресс, который их брикетировывает и упаковывает, чтобы уменьшить объем при транспортировании. Далее брикеты высокой плотности отправляют на перерабатывающие предприятия для измельчения, очистки и сортировки по группам материалов.

3. Измельчение кузова автомобилей на фракции различной степени дисперсности с последующим разделением металлов. Получившийся лом цветных и черных металлов отправляют в металлургическое производство.

Отходы вторичной переработки (полимеры, обивка, стекло и др.), называемые шредерными остатками, составляют 20...25 % массы автомобиля. Они, как правило, подлежат сжиганию или захоронению с целью предотвращения попадания вредных веществ в окружающую среду.

По-видимому, создать абсолютно экологически чистую (безотходную) технологию утилизации автомобилей предстоит только в будущем. Поэтому в настоящее время усилия зарубежных автопроизводителей направлены на создание таких АТС, материалы которых хотя бы на 85 % снаряженной массы могут быть повторно использованы после безопасной переработки. Но с 2015 г. эта доля, в соответствии с законами, принятыми Европейской Комиссией, должна возрасти до 95 %. И чтобы это обеспечить, необходимо отказаться от применения материалов, содержащих неперерабатываемые или токсичные вещества, которые способны нанести вред человеку и окружающей среде при их утилизации. Но повысить безопасность и эффективность переработки можно также, по мнению автора, путем максимального сокращения номенклатуры используемых материалов. Например, число видов пластмассы можно безбоязненно сократить до двух (например, таких, как современные полиэтилены высокого и низ-

кого давления, допускающие совместную переработку). Также следует учитывать, что список опасных при утилизации веществ не всегда эквивалентен списку опасных отходов вторичной переработки: часто появляется риск того, что при смешивании веществ и их переработке по принятой технологии смесь дает вредные соединения. В связи с этим сейчас предлагается введение акцизов на использование материалов, которые плохо и небезопасно перерабатываются при утилизации АТС. Для чего в комплектующих изделиях все применяемые материалы рекомендуется маркировать специальным знаком, означающим пригодность к утилизации, а также кодовым номером, указывающим на вид используемого материала.

Вывод: создатели АТС должны обращать внимание не только на прочностные свойства конструкционных материалов, обрабатываемость (способность легко обрабатываться при осуществлении технологического процесса изготовления изделий) и удобство применения (например, смазочных материалов), но и учитывать их технологическую способность легко и просто разбираться и отделяться друг от друга, а также безопасно перерабатываться. И этим выводом уже руководствуются крупнейшие автопроизводители, например, группа BMW. Они сейчас проводят экологическую экспертизу каждой новой модели автомобиля не только на предмет ее соответствия экологическим нормам в процессе эксплуатации, но и на безопасность и эффективность утилизации ее компонентов, в том числе по критерию возможного возврата катастрофически исчезающих на земле сырьевых ресурсов.

Особый интерес в цикле вторичной переработки автомобилей представляет утилизация бывших в употреблении таких автомобильных компонентов, как шины, аккумуляторы, пластмассы, эксплуатационные жидкости и др. С коммерческой точки зрения наиболее ценным компонентом для вторичной переработки являются изношенные автомобильные шины. Потому что в результате их переработки можно получить универсальный вторичный полуфабрикат – резиновую крошку, которую можно использовать для предметов широкого потребления (правда, требуется дополнительная ее обработка), а также в качестве регенерата для резиновых производств, добавки в асфальтобетон, сорбента для сбора нефти с поверхности воды, наполнителя антикоррозионной мастики, гидроизоляционных материалов, герметиков для бесшовной кровли и многого другого. Но автомобильные шины в большинстве случаев вместо вторичной переработки подвергаются примитивной утилизации путем сжигания. При их сгорании в атмосферу выделяется масса токсичных веществ: бензопирен, сажа, диоксин, фуран, полиароматические углеводороды, полихлорированные бифенилы, мышьяк, хром, кадмий и т.д., которые наносят огромный ущерб окружающей среде. И, конечно, людям. Хотя опыт промышленно развитых стран показывает: автомобильные шины, работавшие свой ресурс, могут быть подвержены "полному" рециклингу, т.е. их можно восстановить,

конвертировать или переработать. Как конкретно – зависит от реальных обстоятельств. Например, по данным Европейской Ассоциации по вторичной переработке шин (ЕТРА), восстановлению подлежит ~15 % автомобильных шин. Необходимо отметить, что при восстановлении предпочтение отдают шинам грузового автотранспорта из-за высокой стоимости его новых колес. В этом случае восстановление одной изношенной шины обходится в среднем в 2–3 раза дешевле изготовления новой шины.

Что же касается их конверсии, то это их разрезание на части и фрагменты, которые в дальнейшем используют в качестве строительных материалов для защиты почв от эрозии, укрепления берегов искусственных водоемов и др.

Перерабатываются шины двумя способами: физическим и химическим. Первый из них – высокопроизводителен и наиболее распространен, поскольку резина не претерпевает каких-либо физико-химических изменений и сохраняет свою структуру. Резиновую крошку в этом случае получают механической переработкой с помощью экструдеров-измельчителей. Причем процесс измельчения шин при низких (183 К, или –90 °С) температурах, когда резина находится в псевдохрупком состоянии, идет гораздо быстрее и легче: меньше энергозатраты на дробление, лучше отделяются металл и текстиль от резины. В большинстве случаев охлаждение резины осуществляют жидким азотом, который является достаточно дорогостоящим технологическим средством. Это обстоятельство сдерживает широкое применение на практике технологии низкотемпературного измельчения шин. Более экономически выгодным считается охлаждение шин с помощью воздушных турбоохладительных установок: оно в 3–4 раза дешевле охлаждения жидким азотом.

Существуют и другие технологии, основанные на физическом способе переработки автомобильных шин. Например, бародеструкционная технология, при которой высокое давление переводит резину в вязкотекучее состояние. Полученная таким образом псевдожидкая масса продавливается затем через отверстия специальной камеры, которые не пропускают металлический корд и бортовые кольца.

Безусловно, большой интерес представляют новые технологии, такие как измельчение озоновым потоком и микробиологическая переработка бывших в употреблении автомобильных шин, которые благодаря способности озона подавлять все токсичные выбросы и избирательному воздействию микробов стали одними из самых экологически безопасных технологий утилизации шин. Однако эти технологии пока что в промышленных масштабах так и не получили распространения.

На основе химического способа переработки вышедших из эксплуатации шин существуют технологии, направленные на получение вторичной энергии

(сжигание шин, крекинг, пиролиз), полностью разрушающие структуру резины.

Причем бизнес отдает им, в частности, пиролизу, предпочтение. Потому что, по расчетам японских специалистов, проводивших сравнительный экономический анализ различных технологий утилизации изношенных шин, он является самым эффективным способом. Пиролиз осуществляется при температуре 698...923 К (425...650 °С) в условиях пониженного давления и отсутствия кислорода, позволяет провести разложение и возгонку органических материалов без окисления металлических составляющих и дает возможность из 1 т перерабатываемых шин получить 450...600 л пиролизного масла, 250...320 кг пиролизной сажи, 55 кг металла и 10,2 м³ пиролизного газа.

Полученные в его ходе низкомолекулярные углеводороды в большинстве случаев применяют в качестве альтернативного топлива, а ароматические масла, выделяемые из газообразной фракции пиролиза, используют для приготовления резиновых смесей в производстве резинотехнических изделий. Тяжелую же углеводородную фракцию пиролиза добавляют в битум.

Особое внимание в последнее время уделяют вторичной переработке пластмасс, которые все больше применяются в производстве автомобилей. И таких материалов много, поэтому их переработка требует сортировки. Что, естественно, усложняет и удорожает процесс. Одни из них приходится измельчать, другие переплавлять, но результат один – промышленный и строительный пластик, из которого изготавливают некоторые детали автомобилей (бамперы, обивка багажника, коврики и т.п.), а также хозяйственные товары (бытовая утварь, дорожные ограждения, покрытия для садовых дорожек и др.)

Что касается отработанного автомобильного масла, то оно в основном утилизируется путем термического крекинга, превращаясь в печное топливо для ТЭЦ (60...70 %), бензин-растворитель (10...12 %) и тяжелую углеводородную фракцию (10...15 %).

Как видим, рециклинг автомобилей может быть не только убыточным, но и прибыльным. Что, к сожалению, до сих пор так и не поняли наши государственные структуры и некоторые бизнесмены. Но очевидно, что к пониманию они все-таки придут – жизнь обяжет.

Литература

1. Мельников Э.Л. Словарь терминов по специальности "Реновация объектов и средств материального производства" // Ремонт, восстановление, модернизация. 2006. № 6. С. 49–50.
2. Петров Р.Л. Системы утилизации автомобилей // Автомобильная промышленность. 2007. № 7. С. 36.
3. Знаменский С. Идеальный шрот // Авторевю. 2006. № 18. С. 10–12.

КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ КАК МЕТОД РАЗВИТИЯ ПРОИЗВОДСТВА АВТОКОМПОНЕНТОВ В РОССИИ

Канд. экон. наук **Э.Г. ШАРЯН**

МГМУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23, доб. 12-81)

Сделан анализ мирового опыта стимулирования развития автомобильной промышленности, а также предложены подходы повышения конкурентных преимуществ производства автокомпонентов.

Ключевые слова: рынок автокомпонентов, автомобильная промышленность, конкурентные преимущества.

Sharian E.G.

COMPETITIVENESS AS THE METHOD OF DEVELOPMENT OF MANUFACTURE OF AUTOCOMPONENTS IN RUSSIA

Analysis of international experience to stimulate the development the automotive industry, as well as proposed approaches improve the competitive advantages of automotive components is made.

Keywords: automotive market, automotive industry, competitive advantage.

В настоящее время рынок оптовой и розничной торговли компонентами легковых автомобилей имеет три хорошо наблюдаемые особенности. Во-первых, он гиперконкурентный, дифференцированный по торговым маркам, на нем осуществляет свою деятельность очень большое число независимых оптовых, мелкооптовых и розничных продавцов, сетей, союзов и различных партнерств. Во-вторых, на нем все более четко проявляется позитивный сдвиг в вопросе выпуска компонентов для зарубежных автомобилей, собираемых на территории России. В-третьих, существующие сегодня российские и зарубежные предприятия (их численность не превышает двух десятков) по выпуску автокомпонентов пока еще не в состоянии обеспечить всю номенклатуру комплектующих, необходимых для зарубежных моделей автомобилей российской сборки.

Причина последней из перечисленных особенностей хорошо известна: техническая база, которой располагают отечественные производители автокомпонентов, не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к ней со стороны

мировых производителей автомобилей. В том числе таких, как автономность поставщика; уровни технологического развития производства, стандартизации и управления качеством; самостоятельность инвестирования в разработку компонентов, НИОКР и инновационных решений; наличие сертификата ИСО и экологического сертификата; гибкость производства и политика снижения издержек (увеличения номенклатуры и уменьшения однотипных изделий); эффективность взаимодействия с автомобилестроителями (логистика), прежде всего с точки зрения соблюдения графика поставок. Поэтому фирмы, организующие сборку своих автомобилей на территории нашей страны, все комплектующие завозят из-за границы, а чтобы выполнить условия поэтапного перехода к использованию комплектующих российского производства, приходится либо начинать с нуля собственное их производство, либо создавать совместные с российскими партнерами предприятия, либо покупать у существующего российского производителя.

Все эти пути для зарубежных фирм – неприемлемы, поскольку занимают слишком много времени и дорого обходятся. Поэтому и занимаются они ими неохотно. Но для нас они безусловно выгодны, так как позволяют создать оправдавший себя за рубежом новый тип отношений "клиент–поставщик", дает новые ориентиры качества для российских производителей и приобщает их к передовым технологиям; повышает конкурентоспособность российских автомобилестроительных фирм, в том числе и за счет внедрения современных норм экологии и безопасности.

Но эти выгоды пока не используются. Все дело в том, что в мировой практике автомобильная промышленность уже давно перешла на систему, при которой сборка автомобилей отделена от производства автокомпонентов, тогда как наши автозаводы традиционно ориентируются на "глубинную переработку", т.е. полную подчиненность производителя автокомпонентов автозаводу. Кроме того, в мировой автомобильной индустрии процесс унификации узлов, агрегатов и даже платформ идет достаточно активно: одни и те же модули и системы можно встретить на автомобилях совершенно разных не только моделей, но и фирм, что позволяет производителям выходить на нужный объем производства отдельных узлов даже при достаточно небольших объемах выпуска конкретных изделий. У нас же то, что стоит на одной модели автомобиля, как правило, нельзя использовать на другой модели.

Есть и другие препятствия, которые легко представить себе, если рассмотреть рис. 1, который иллюстрирует мировой опыт стимулирования развития автомобильной промышленности.

Однако как бы там не было, российская автомобильная промышленность постепенно трансформируется и интегрируется в мировую. Наиболее явное доказательство тому – установившееся деловое сотрудничество некоторых наших автозаводов с рядом крупных зарубежных фирм ("Дженерал Моторс", БМВ, "Рено" и др.). Есть неплохие перспективы и в области рынка автокомпонентов. Уже хотя бы потому, что, во-первых, он напрямую зависит от довольно бурно развивающегося автомобильного рынка, поскольку у нас сейчас на 1 тыс. населения приходится всего лишь 152 автомобиля, тогда как средневропейский уровень – 400...500 автомобилей; во-вторых, основным фактором, определяющим поведение потребителя на автомобильном рынке, становится качество собственно автомобиля, а также его послепродажного обслуживания, что, в свою очередь, ведет к росту важности комплектующих и запасных частей на каждом этапе жизненного цикла автомобиля; в-третьих, практика доказала, что высокая (до 80 %)



Рис. 1. Схема стимулирования производства автокомпонентов за рубежом

степень вертикальной интеграции российских автопроизводителей — препятствие к их успешному развитию и конкурентоспособности, а мировая тенденция отделения собственно автоборочного производства от производства автокомпонентов способствует тому и другому; в-четвертых, приход иностранных производителей автокомпонентов в Россию в качестве независимых производств или совместных предприятий будет способствовать развитию и отечественных производителей этих изделий. Более того, сегодня речь можно вести не только о перспективе. Например, российский рынок автомобильных компонентов и запасных частей в предкризисном 2008 г. вырос на 19 % и достиг 46,45 млрд амер. долл., причем вторичный рынок в 3 раза превзошел по объему первичный (35,4 и 11,05 млрд долл. соответственно). Правда, этот рост в первую очередь подстегивало увеличение доли иномарок в автомобильном парке страны и в меньшей степени — наращивание местной сборки автомобилей зарубежных моделей: 76 % (35,4 млрд долл.) общего объема рынка составил именно вторичный рынок. И хотя пока еще запасные части для автомобилей отечественных брендов в этом секторе доминируют (56 %, или 19,8 млрд долл.), но перевес очень скоро может исчезнуть, поскольку на конец 2008 г. в ГИБДД зарегистрировано 12,5 млн иномарок, что составило 39 % автомобильного парка страны. И это вполне объяснимо: на структуру вторичного рынка очень сильно влияет "вторая российская беда" — плохое состояние российских дорог. Компоненты шасси иномарок стали вторым по емкости сегментом рынка (5,1 млрд долл., 14,4 %), а за ними, естественно, следуют компоненты силовой установки (7,7 млрд долл., 21,9 %), шины и диски колес (4,2 млрд долл., 11,9 %), т.е. рост производства иномарок "подстегивает" и изменение долей автокомпонентов на первичном рынке: их доля для иномарок (7,18 млрд долл.) уже превышает долю компонентов для автомобилей отечественных брендов (3,87 млрд долл.) в 2 раза. Причем наш первичный рынок до сих пор, к сожалению, разделен на два почти не пересекающихся сектора: национальные автомобилестроители практически не закупают компоненты за рубежом (доля импорта 6 %), зарубежные же, наоборот, очень мало закупают их в России (у трети выпущенных на нашей территории иномарок доля российских комплектующих равна нулю, а у остальных — от 10 до 30 %). Что объясняется тем, что отечественные производители пока способны поставлять лишь продукцию низкого качества и в очень небольшой номенклатуре. В то же время иностранцы в системе производства представлены очень слабо, и в их число в основном входят производители крупных компонентов, выпускаемых в небольших объемах и имеющих низкую добавленную стоимость, — сидений, деталей интерьера, бамперов, светотехники и пр.

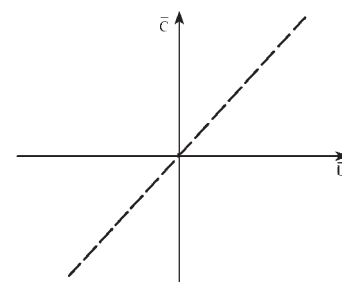
Чтобы исправить сложившееся положение, изготовителям автокомпонентов, коль скоро они попали в условия открытой рыночной среды, необходимо добиваться более устойчивых конкурентных преимуществ.

Естественно возникает вопрос: а как это сделать, если подотрасть фактически находится на этапе организационного оформления и развития?

По мнению автора, чтобы довести ее до уровня, удовлетворяющего потребности национального рынка, наиболее приемлемы два подхода. Первый — развивать рыночную силу предприятия, т.е. параметр, показывающий в какой мере покупатель (сборочный автозавод) готов за автокомпоненты платить более высокую цену, чем предлагает конкурент — производитель аналогичных комплектующих изделий. Второй — поиск вариантов, которые могут быть использованы при производстве гарантированно конкурентных компонентов. Например, для автомобилей высокого класса, санитарных, автобусов и др.

Как видим, первый подход, по сути, — инструмент для производства автомобилей массового спроса (народный автомобиль), корректирующийся с уровнем платежеспособности населения, а второй — инструмент постепенного проникновения на рынок.

Рис. 2. Схема оценки конкурентоспособности производителя автокомпонентов



Каждый из этих подходов можно рассмотреть на рис. 2, где по горизонтали откладывается максимально приемлемая для покупателей цена \bar{C} (рыночная цена), а по вертикали — себестоимость \bar{C} единицы продукции, взятая в процентах от соответствующего показателя приоритетного конкурента.

Очевидно, что при этом ось \bar{C} показывает преимущество или отставание конкретного комплектующего (а в более широком смысле — торговой марки) производителя перед приоритетным конкурентом: если изделие (предприятие) располагается в верхней части рисунка, то оно проигрывает по издержкам, а если в нижней — имеет преимущества. Ось же \bar{C} характеризует позицию изделия (торговой марки) с точки зрения максимально приемлемой для покупателя цены и тоже — по сравнению с аналогичным показателем конкурента: чем правее располагается торговая марка, тем она сильнее и тем большую цену может назначить производитель комплектующих. И наоборот, чем левее располагается марка, тем меньше ее рыночная цена и тем ниже должна быть цена, чтобы потребители приняли эту марку. В результате получается четыре квадранта, из которых левый верхний говорит о том, что предприятие абсолютно неконкурентоспособно, так как его торговая марка обладает двумя недостатками: отстает от приоритетного конкурента по издержкам и не имеет рыночной силы, чтобы перекрыть его целевой премией. В правом нижнем квадранте формируется идеальная ситуация, когда торговая марка имеет низкую стоимость, обеспеченную высокой производительностью, и высокую, но приемлемую для покупателя цену. (Такое состояние, естественно, на рынке наблюдается редко.) В левом нижнем квадранте — торговые марки, обладающие преимуществом по издержкам, но меньшей рыночной силой. В такой ситуации производитель ориентируется на потребителей, имеющих специфические интересы (второй подход). В правом верхнем квадранте отражается ситуация, характерная для промышленно развитых стран: у производителей повышенные издержки, но рыночная сила позволяет им перекрыть этот недостаток высокой приемлемой ценой.

Что касается биссектрисы на рисунке, то она, очевидно, разделяет благоприятную и неблагоприятную позиции.

Все сказанное выше относится, в общем-то, к эволюционному развитию подотрасли. Но сейчас она переживает посткризисный период, главный признак которого — ограниченность инвестиций. Поэтому здесь, по мнению автора, необходим третий подход, суть которого — начало первого этапа нового стратегического развития подотрасли производства компонентов для сборочного производства. Такой подход — наименее инвестиционно емкий, базирующийся на системных инновациях, цель которых — обеспечить оптимальные издержки и прибыль. Именно он позволяет в кратчайшие сроки на основе инновационного обновления отрасли и диверсификации производства преодолеть технологическое отставание автомобилестроения России от ведущих стран мира; удовлетворит запросы российских потребителей в современной автомобильной технике, отвечающей нынешним и перспективным мировым требованиям по безопасности, экологическим характеристикам и ресурсосбережению; увеличить экспорт автомобильной техники отечественного производства; в условиях глобальной конкуренции превратить автомобилестроение России в конкурентоспособную отрасль.



**ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЬНОЙ
ТЕХНИКИ
ПРЕДПРИЯТИЯМИ
РОССИИ**
(По данным ОАО "Автосель-
хозмаш-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2012 г.	Сентябрь 2011 г.	Прирост, %	Январь– сентябрь 2012 г.	Январь– сентябрь 2011 г.	Прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
<i>В целом по отрасли</i>	17 616	20 954	-15,9	149 608	147 067	+1,7
ЗИЛ	41	238	-82,8	880	261	+237,2
Смоленский ААЗ	4	—	—	96	—	—
Петровский завод автозапчастей	14	—	—	100	—	—
ГАЗ	8 189	9 599	-14,7	62 199	66 965	-7,1
АЗ "Урал"	488	1 198	-59,3	4 977	7 936	-37,3
* САЗ	90	233	-61,4	1 073	1 614	-33,5
КамАЗ	3 819	4 104	-6,9	36 382	30 702	+18,5
НефАЗ:						
* <i>автосамосвалы</i>	1	—	—	2	—	—
<i>самосвальные установки (надстройки)</i>	1 040	1 018	+2,2	9 312	9 231	+0,9
"КамАЗ-Восток"	—	6	—	13	25	-48,0
"Мерседес-Бенц Тракс Восток"	247	155	+59,4	1 607	685	+134,6
"Фузо КамАЗ Тракс Рус"	137	90	+52,2	1 514	760	+99,2
УАЗ, в том числе:	2 209	1 956	+12,9	17 161	18 102	-5,2
<i>грузовые</i>	822	757	+8,6	5 643	4 850	+16,4
<i>специальные</i>	1 387	1 199	+15,7	11 518	13 252	-13,1
"Соллерс-Исузу"	120	—	—	864	—	—
"Форд Соллерс Елабуга"	1 040	—	—	8 045	—	—
"Соллерс-Елабуга"	—	1 194	—	986	7 252	-86,4
"Бау мотор корпорейшн"	—	153	—	1 298	855	+51,8
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	—	17	—	8	137	-94,2
в том числе шасси:	—	17	—	2	104	-98,1
ОАГ (Ижевский АЗ)	298	504	-41,9	3 755	3 460	+8,5
БАЗ	10	10	0,0	90	87	+3,4
"Автотор"	84	—	—	126	—	—
"Вольво Восток"	372	461	-19,3	4 168	3 140	+32,7
МЗ "Тонар" (<i>седельные тягачи</i>)	9	—	—	65	—	—
"ИВЕКО-АМТ"	100	109	-8,3	517	527	-1,9
ПСА "ВИС-авто"	301	301	0,0	2 798	2 281	+22,7
ТагАЗ	3	688	-99,6	1 095	1 844	-40,6
"Скания-Питер"	132	133	-0,8	796	789	+0,9
Мценский завод "Коммаш"	—	1	—	3	3	0,0
"Комацу мануфэкчуринг рус"	3	—	—	14	—	—
* ЭРМЗ "Спецтранс" (Санкт-Петербург)	—	4	—	8	32	-75,0
* Другие предприятия Санкт-Петербурга	5	6	-16,7	37	30	+23,3
"Кузбасс-авто"	—	28	—	147	267	-44,9
* Шебекинский завод "автоспецоборудования"	—	4	—	11	37	-70,3
"Бецема"	130	109	+19,3	1 034	686	+50,7
Великолукский завод "Лесхозмаш"	1	—	—	6	1	+500,0
* Филиал "Машзавод"	—	—	—	6	2	+200,0
* ЗТО "Каменя" (Нижегородская обл.)	170	—	—	170	—	—
* "Спектр авто"	198	147	+34,7	829	802	+3,4
"Чайка-НН", в том числе:	125	118	+5,9	670	749	-1,5
* <i>переоборудованные</i>	58	56	+3,6	197	284	-30,6
* РИАТ	3	56	-94,6	593	298	+99,0
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
<i>В целом по отрасли</i>	174 810	169 338	+3,2	1 435 894	1 265 272	+13,5
ЗИЛ	—	—	—	1	1	0,0
ВАЗ	48 115	46 757	+2,9	410 857	438 255	-6,3
ОАГ (Ижевский АЗ)	4 996	9 527	-47,6	28 752	45 874	-37,3
ПСА "Бронто"	13	54	-75,9	262	361	-27,4
"Супер-авто"	700	617	+13,5	5 679	4 363	+30,1
"GM-АВТОВАЗ"	5 292	6 089	-13,1	45 623	39 716	+14,9

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2012 г.	Сентябрь 2011 г.	Прирост, %	Январь– сентябрь 2012 г.	Январь– сентябрь 2011 г.	Прирост, %
"Автотор"	22 553	18 985	+18,8	188 287	166 388	+13,2
"Автофрамос"	15 225	13 660	+11,5	117 401	101 379	+15,8
"ИМС" (Московская обл.)	2 117	1 964	+7,8	16 664	12 042	+38,4
УАЗ	3 012	3 250	-7,3	23 424	21 944	+6,7
"Форд Соллерс холдинг"	–	–	–	–	649	–
"Форд Соллерс Елабуга"	1 434	–	–	3 817	–	–
"Соллерс-Елабуга"	–	280	–	207	1 896	-89,1
"Соллерс-Дальний Восток"	3 109	2 126	+46,2	23 034	18 738	+22,9
Предприятия Ростовской обл., в том числе:	1 180	2 542	-53,6	11 305	20 364	-44,5
ТагАЗ, в том числе:	767	2 161	-64,5	5 903	19 318	-69,4
"ТагАЗ интернэшнл"	413	381	+8,4	3 463	1 046	+231,1
"Эйч Ти авто"	–	–	–	1 939	–	–
АК "Дервейс"	4 200	3 657	+14,8	31 646	23 188	+36,5
"Чеченавто"	102	–	–	640	552	+15,9
"Форд мотор компани" (Всеволожск)	9 667	10 420	-7,2	84 344	68 943	+22,3
Предприятия Санкт-Петербурга	35 744	28 582	+25,1	282 033	166 800	+69,1
<i>("Дженерал Моторз Авто", "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия", "Хёнда Мотор Мануфакчуринг Рус", "Ниссан Мануфэкчуринг Рус")</i>						
Предприятия Калужской обл., в том числе:	17 351	18 842	-7,9	161 918	121 437	+33,3
"Фольксваген груп рус"	15 852	14 287	+11,0	128 726	91 400	+40,8
"ПСМА рус"	1 499	4 555	-67,1	33 192	30 037	+10,5
АВТОБУСЫ						
В целом по отрасли	5 105	4 591	+11,2	39 643	28 356	+39,8
ЗИЛ	–	–	–	6	3	+100,0
НефАЗ, в том числе:	81	46	+76,1	498	346	+43,9
* вахтовые автобусы	–	1	–	1	1	0,0
ГАЗ	1 376	909	+51,4	10 733	6 121	+75,3
АЗ "Урал"	12	35	-65,7	426	640	-33,4
ПАЗ	1 084	921	+17,7	8 000	7 070	+13,2
ЛиАЗ	164	354	-53,7	1 588	1 093	+45,3
ГолАЗ	10	17	-41,2	69	204	-66,2
КАвЗ	45	70	-35,7	501	668	-25,0
УАЗ	1 313	1 336	-1,7	9 414	4 987	+88,8
"Форд Соллерс Елабуга"	7	–	–	187	–	–
"Соллерс-Елабуга"	–	38	–	5	1 524	-99,7
"Бау мотор корпорейшен"	1	5	-80,0	5	66	-92,4
ВАП "Волжанин"	64	90	-28,9	553	179	+208,9
СТ "Нижегородец"	684	375	+82,4	4 609	2 438	+89,0
ПКФ "Луидор"	243	298	-18,5	2 759	2 006	+37,5
Предприятия Ростовской обл., в том числе:	17	80	-78,7	195	869	-77,6
ТагАЗ	17	74	-77,0	195	837	-76,7
Ростовский автобусный завод	–	6	–	–	32	–
"Кузбасс-авто"	4	17	-76,5	95	117	-18,8
** "Ирито"	46	236	-80,5	1 007	1 410	-28,6
** "Промтех" (Нижегородская обл.)	126	75	+68,0	945	466	+102,8
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
В целом по отрасли	49	18	+172,2	177	167	+6,0
ЛиАЗ	–	–	–	6	–	–
"Тролза"	35	–	–	101	77	+31,2
"Транс Альфа электро"	8	8	0,0	43	24	+79,2
Башкирский ТЗ	5	10	-50,0	26	60	-56,7
Предприятие Новосибирской обл.	1	–	–	1	6	-83,3
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКСЫ						
ЛиАЗ	–	10	–	2	171	-98,8

Примечания: * – На шасси других отечественных изготовителей; ** – В общий итог по отрасли не входят.



УДК 621.565.93

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ОХЛАДИТЕЛЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ДВС ПО ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОМУ МЕТОДУ

Канд. техн. наук **В.В. РУМЯНЦЕВ, Е.А. АХМЕТШИН,
И.А. КУЗЬМИН**

ИНЭКА, ООО "Камминз" (8552. 58-91-52, 8552. 39-23-02)

Приведены результаты расчета охладителя наддувочного воздуха комбинированных двигателей внутреннего сгорания и локальных граничных условий теплообмена третьего рода.

Ключевые слова: граничные условия теплообмена, охладитель наддувочного воздуха, локальные граничные условия.

Rumjancev V.V., Ahmetchin E.A., Kuzmin I.A.

RESULTS OF CALCULATION COOLER OF AIR OF THE COMBINED INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The results of the calculation cooler charge air combined internal combustion engines and local boundary conditions of heat exchange of the third kind are presented.

Keywords: boundary conditions of heat transfer, charge air cooler, the local boundary conditions.

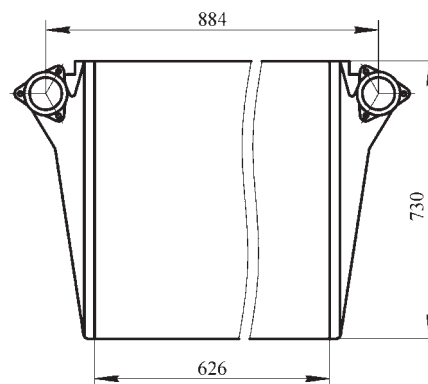
Современные экологические нормы предъявляют повышенные требования к характеристикам охладителей наддувочного воздуха (ОНВ). Так, если в 1980-х гг. их тепловая эффективность E была на уровне 0,6...0,7, то сейчас — уже 0,87...0,92. Это вызвано стремлением реализовать более высокие значения среднего эффективного давления p_e цикла ДВС, т.е. увеличить степень π повышения давления в агрегате наддува. В связи с чем повышаются и требования к точности конечных результатов расчета тепловых и гидравлических характеристик ОНВ. И эти требования вполне выполнимы: в настоящее время предложено много методов уточненных расчетов ОНВ.

Однако наиболее эффективный из них, по мнению авторов, — метод теплогидравлического расчета (ТГР). Он позволяет определять не только общие, но и локальные значения параметров теплообмена, т.е. проводить более полный анализ работы теплообменных аппаратов и выявлять участки, где возможна ее интенсификация.

Такой вывод можно сделать, сравнив результаты расчета и экспериментальной оценки ОНВ различных ДВС. В частности, ОНВ дизеля КамАЗ-740.50-360 [1].

Рассматриваемый охладитель наддувочного воздуха пластинчато-ребристого типа, с гладким прямоугольным оребрением по стороне прохождения наддувочного воздуха и жалюзийным оребрением по стороне потока охлаждающего воздуха. Его геометрические параметры приведены на рис. 1 и в табл. 1, а режимные параметры следую-

Рис. 1. Охладитель наддувочного воздуха КамАЗ-740.50-360



щие: расход наддувочного воздуха — 0,5 кг/с, а охлаждающего воздуха — 4 кг/с; температура воздуха перед ОНВ — 165 °С, после ОНВ — 31 °С; температура воздуха перед ОНВ — 20 °С; давление воздуха перед ОНВ — 0,23 МПа (2,3 кгс/см²).

Тепловая эффективность E исследуемого охладителя и потери Δp давления в нем рассчитывались по рекомендациям, приведенным в работе [2]. При этом для гладких прямоугольных каналов (внутреннее оребрение) число Нуссельта (Nu) определялось по формуле № 1 (табл. 2), а для жалюзийного треугольного (внешнего) оребрения — по формуле № 2, коэффициент трения для внутреннего оребрения — по формуле № 3, а для внешнего оребрения — по формуле № 4, суммарные потери Δp давления в матрице (ее геометрические размеры — 626×88×730 мм) ОНВ — по формуле № 5 и местные его потери $\Delta p_{\text{мест}}$ — по формулам № 6 и 7.

Результаты расчетов приведены на рис. 2 и в табл. 3. Там же, в табл. 3, даны и результаты расчетов ОНВ по среднелогарифмическому температурному напору ΔT . Из этой таблицы следует, что погрешность результатов расчета, по сравнению с результатами эксперимента, в случае метода теплогидравлического расчета по параметру E составляет 5,1 %, а по параметру Δp — 20,7 %, в случае же метода " ΔT " — соответственно 9,97 и 31,0 %.

Такая большая погрешность в определении потерь давления вызвана тем, что в расчетах не учитывались потери в коллекторах ОНВ и на входе в матрицу. Но в нашем случае важно другое — то, что относительная погрешность теплогидравлического расчета меньше погрешности расчета по тепловой эффективности в 1,95 раза.

Знание локальных граничных условий позволяет анализировать тепловое и напряженно-деформированное со-

Таблица 1

Оребрение	Тип оребрения	Высота h ребра, мм	Шаг t ребер, мм	Коэффициент ϕ оребрения	Толщина δ ребра, мм	Гидравлический d_r диаметр, мм
Внутреннее	Гладкое прямоугольное	4	4,0	0,64	0,15	2,44
Наружное	Жалюзийное треугольное	7	4,6	0,75	0,15	2,94

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Nu_n = 0,0215 Re^{0,8} Pr^{0,6} \varepsilon$	Nu_n – число подобия Нуссельта для гладких прямоугольных каналов; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; ε – коэффициент, учитывающий влияние входного участка
2	$Nu_\Delta = 0,0844 Re^{0,687} Pr^{0,6}$	Nu_Δ – число подобия Нуссельта для жалюзийного треугольного оребрения
3	$\zeta_r = \frac{0,6}{Re^{0,36}}$	ζ_r – коэффициент трения для гладких прямоугольных каналов
4	$\zeta_\Delta = \frac{0,87}{Re^{0,28}}$	ζ_Δ – коэффициент трения для жалюзийного треугольного оребрения
5	$\Delta p_\Sigma = \Delta p_{\text{матр}} + \Delta p_{\text{мест}}$	Δp_Σ – суммарные потери давления в ОНВ; $\Delta p_{\text{матр}}$ – потери на трение в его каналах; $\Delta p_{\text{мест}}$ – местные гидравлические потери
6	$\Delta p_{\text{мест}} = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{пов}}$	$\Delta p_{\text{вх}}$ – потери на вход в матрицу ОНВ; $\Delta p_{\text{вых}}$ – потери на выходе из нее; $\Delta p_{\text{пов}}$ – потери на поворот потока в патрубках ОНВ
7	$\Delta p_{\text{матр}} = \zeta \frac{\rho w^2 L}{2 d_r}$	ζ – коэффициент трения; ρ – плотность воздуха; w – его скорость; L – длина канала; d_r – гидравлический диаметр
8	$\varepsilon_m = 2,7 \left(\frac{x}{d_a} \right)^{-0,33}$	x – текущее значение длины канала

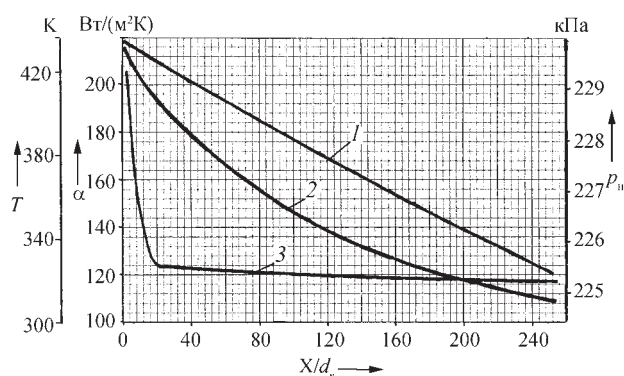


Рис. 2. Изменение давления (1), температуры (2) и коэффициента теплопередачи (3) наддувочного воздуха по относительной длине теплообменника

Таблица 3

Параметр	Метод определения параметра		
	эксперимент	ТГР	ΔT
Тепловая эффективность	0,92	0,876	0,831
Потери давления, кПа	5,26	4,17	3,63

Таблица 4

Параметр	Относительная погрешность, %, метода	
	ТГР	ΔT
Тепловая эффективность	5,1	9,97
Потери давления, кПа	20,7	31

стояния ОНВ, используя пакеты программ, основанных на методе конечных элементов.

Степень ε повышения давления в ОНВ подсчитывается по формуле № 8.

Литература

1. Гатауллин Н.А. и др. Результаты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию высокоэффективных охладителей наддувочного воздуха // Тр. юбилейной науч.-практ. конф. "Перспективы развития автомобилей и двигателей в Республике Татарстан". Набережные Челны. 1999. С. 113–120.
2. Воронин Г.И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования. М.: Машиностроение, 1978. – 544 с.

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ НОВОЙ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ АВТОМОБИЛЕЙ-ТЯГАЧЕЙ

Канд. техн. наук **П.В. ЯКОВЛЕВ**
Южно-Уральский ГУ (351. 267-94-51)

Рассматриваются трансмиссии автомобилей-тягачей с механическими ступенчатыми трансформаторами крутящего момента, выполненные на основе зубчатого эвольвентного зацепления.

Ключевые слова: автомобиль, трансмиссия, раздаточная коробка, мощность, скорость, производительность.

Yakovlev P.V.

ABOUT PERFORMANCE OF A NEW TRANSFER CASE IN TRANSMISSION OF TOWING TRUCK

Transmission of towing trucks equipped with mechanical torque step transformers, based on gear involute gearing, are considered.

Keywords: automobile, transmission, transfer case, power, speed and performance.

В настоящее время наиболее распространенным средством переключения передач в раздаточных коробках трансмиссий автомобилей-тягачей являются зубчатые муфты (рис. 1, а). Почему – понятно: у них высокая нагрузочная способность, они технологичны при изготовлении, их шестерни находятся в постоянном зацеплении, в них возможно использование косозубого зацепления. Однако у них, к сожалению, есть и недостатки: для переключения передач

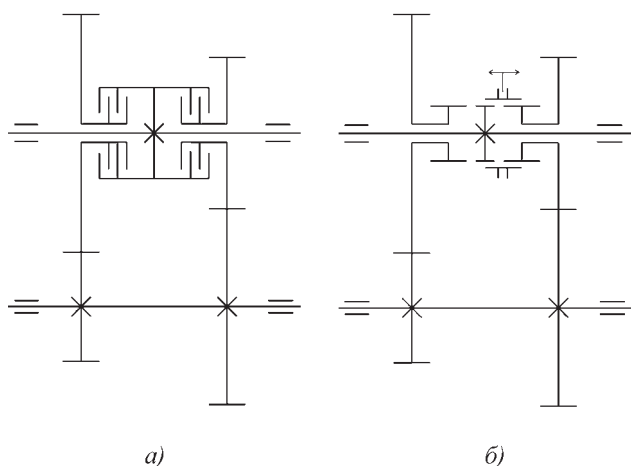


Рис. 1. Схема переключения передач в раздаточной коробке с зубчатой муфтой (а) и с фрикционной муфтой (б)

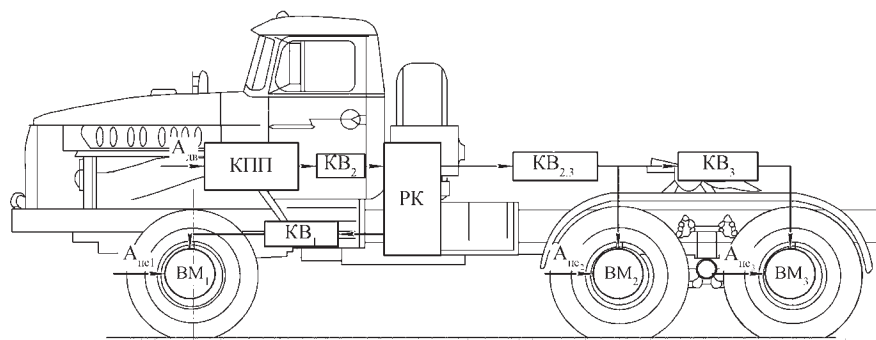


Рис. 2. Схема для определения КПД трансмиссии автомобиля

требуется полное выравнивание угловых скоростей шестерен включаемой передачи, что при отсутствии синхронизирующих пар трения или электронной системы управления двигателем возможно только на остановленном автомобиле.

В раздаточных коробках с переключением с помощью фрикционных муфт (рис. 1, б) безразрывность процесса переключения достигается за счет перекрытия передач: сначала включается (частично или полностью) одна передача, а затем выключается другая, что позволяет переключать передачи без разрыва потока мощности, но сопровождается циркуляцией (поводковый момент). А это крайне нежелательно. Кроме того, необходимый для такого переключения механизм получается довольно сложным и дорогим, поскольку включает постоянно работающий масляный насос, ведомые и ведущие диски, поршни, клапаны, управляющие механизмы. Да и сам фрикцион – узел, отличающийся низкими КПД и надежностью. Дело в том, что даже при выключенном фрикционе всегда есть потери на трение между ведущими и ведомыми дисками. В итоге срок службы дисков и масляного насоса, который работает постоянно, не соответствует сроку службы автомобиля до капитального ремонта [1]. Поэтому многие авторы [2, 3 и др.] утверждают, что переключать передачи с помощью фрикционных муфт целесообразно только в случае автоматических трансмиссий. Наконец, применять в раздаточных коробках гидротрансформаторы и фрикционные трансформаторы нет смысла и потому, что у них низкие КПД, большая масса и они не позволяют реализовать кинетическую энергию маховика ДВС для увеличения крутящего момента на ведущих колесах в экстремальных условиях движения автомобиля.

Таким образом, можно сделать вывод: для трансмиссий автомобилей-тягачей (и не только их) наиболее выгодны механические ступенчатые трансформаторы крутящего момента. Особенно если придать такие ценные свойства, как высокая скорость переключения передач и его возможность во время движения автомобиля. Но последнее, к сожалению, в серийных раздаточных коробках автомобилей-тягачей крайне затруднено. Кроме того, по мнению автора, есть и некоторые другие не решенные инженерные задачи, такие как создание дифференциальных раздаточных коробок, упрощение конструкции кор-

бок, повышение их технологичности (ГОСТ 14.304–73 ЕСТПП "Правила выбора технологического оборудования" и ГОСТ 21624–81 СТОНТ "Требования к эксплуатационной технологичности и ремонтпригодности") и КПД, уменьшение материалоемкости и, конечно же, упоминавшаяся выше возможность управления коробкой при движении. И надо сказать, что все перечисленные задачи решить можно. Об этом говорит анализ опыта проектирования и эксплуатации раздаточных коробок на пол-

ноприводных автомобилях-тягачах. Например, доказано, что соосность ведомых валов раздаточных коробок позволяет использовать одинаковые по конструкции (взаимозаменяемые) главные передачи ведущих мостов; постоянно включенный дифференциальный привод передних колес исключает циркуляцию паразитной мощности и снижает износ шин; несимметричный межосевой дифференциал обеспечивает получение максимально возможной тяговой силы, если крутящий момент распределяется между мостами полноприводного автомобиля пропорционально распределению вертикальных нагрузок (такой дифференциал должен иметь принудительную блокировку). Кроме того, управление раздаточной коробкой должно осуществляться с помощью пнев-

матического или электрического привода, обеспечивающего необходимое быстродействие и легкость управления; раздаточная коробка должна быть объединена с двухступенчатым редуктором, причем для переключения передач и блокировки дифференциала можно использовать зубчатые муфты, а чтобы получать возможность переключения передач в ней во время движения автомобиля-тягача, необходимо оснащать ее специальной схемой переключения.

Все приведенные выше выводы из опыта это, по существу, рекомендации для разработчиков раздаточных коробок. И многие их реализуют. В частности, автор статьи создал схему переключения передач при движении автомобиля, принцип работы которой ос-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечание
1	$N_{\text{тр}} = \alpha m v_p^k + \beta N_p$	$N_{\text{тр}}$ – потери в полюсе зацепления зубчатых пар; α, β, k – опытные коэффициенты (в исследованиях принято: $\alpha = 0,0037$; $\beta = 0,015$ и $k = 1,5$); m – модуль зубьев колес; v_p – линейная скорость точек, принадлежащих делительной окружности зубчатых колес; N_p – мощность, проходящая через полюс зацепления пары шестерен зубчатых колес
2	$M_{\text{тр}} = f_m R P + \frac{0,5 \Delta^{1,2} E^{0,3} \varepsilon^{0,3} R^{0,5}}{(HB)^{0,5} (1-\mu^2)^{0,3} l^{0,2}}$	f_m – молекулярная составляющая коэффициента внешнего трения; R – радиус вала (оси, цапфы); P – внешняя нагрузка, приложенная к оси вала; Δ – параметр шероховатости поверхности трения; E – модуль упругости материала подшипника; ε – радиальный зазор между поверхностями трения при отсутствии внешней нагрузки; HB – твердость материала подшипника; μ – коэффициент Пуассона; l – длина подшипника
3	$N_j = I_{\omega} \omega \frac{d\omega}{dt}$	I_{ω} – момент инерции вращающихся деталей раздаточной коробки; ω – угловая скорость вала
4	$\eta_{\text{г}} = \frac{A_{\text{ис1}} + A_{\text{ис2}} + A_{\text{ис3}}}{A_{\text{дв}}}$	$A_{\text{ис}i}$ – работа, выполненная i -м элементом кинематической цепи; $A_{\text{дв}}$ – работа движущих сил
5	$\eta_{\text{пр}} = \frac{3 \eta_{\text{кп}} \eta_{\text{кв}i} \eta_{\text{рк}}}{\frac{1}{\eta_{\text{кв}1} \eta_{\text{вм}1}} + \frac{1}{\eta_{\text{кв}2,3} \eta_{\text{вм}2}} + \frac{1}{\eta_{\text{кв}2,3} \eta_{\text{вм}3} \eta_{\text{вм}2}}}$	$\eta_{\text{кп}}$ – КПД коробки передач; $\eta_{\text{кв}i}$ – КПД карданного вала привода РК (главного карданного вала); $\eta_{\text{рк}}$ – КПД раздаточной коробки; $\eta_{\text{кв}i}$ – КПД соответствующего карданного вала; $\eta_{\text{вм}i}$ – КПД соответствующего ведущего моста
6	$\eta_{\text{м}} = 0,98^k \cdot 0,97^l \cdot 0,99^m$	k, l – число полюсов (исключая полюса раздаточной коробки) зацепления шестерен, передающих крутящий момент; m – число карданных шарниров
7	$\eta_{\text{пр}} = 1 - \frac{N_{\text{рк}}}{N_{\text{рк}}}$	$N_{\text{рк}}$ – суммарная мощность, потерянная в полюсах зацепления зубчатых колес; $N_{\text{рк}}$ – мощность, подведенная к ведущему валу раздаточной коробки
8	$v_{\text{т}} = \alpha_{N_{\text{макс}}} k_{v_i} \sqrt[3]{\left(1,36 N_{\text{уд}} \frac{\eta_{\text{пр}}}{f_v}\right)^2}$	$\alpha_{N_{\text{макс}}} = 0,64$ – коэффициент, учитывающий среднее использование максимальной мощности двигателя в эталонных условиях; $k_{v_i} = 0,946$ – коэффициент, учитывающий техническую категорию дороги и рельеф местности; $N_{\text{уд}}$ – удельная мощность двигателя при данной полезной нагрузке; $f_v = 0,016$ – коэффициент сопротивления качению
9	$N_{\text{уд}} = \frac{N'_{\text{г}} \beta}{m_a + q v} + \frac{N'_{\text{г}} (1-\beta)}{m_a}$	$\beta = 0,75$ – коэффициент использования пробега; m_a – собственная масса автомобиля; q – его грузоподъемность; $v = 1,0$ – коэффициент использования грузоподъемности
10	$W = \frac{T_n v_{\text{т}} K_{\text{гр}} D_{\text{к}} \alpha \beta v q}{K_{\text{гр}} + t_{\text{пр}} v_{\text{т}} \beta}$	$T_n = 8$ ч – продолжительность рабочей смены; $K_{\text{гр}} = 350$ км – средняя дальность ездки с грузом; $D_{\text{к}} = 265$ дн. – календарный годовой фонд рабочего времени; $\alpha = 0,8$ – коэффициент использования парка; $t_{\text{пр}}$ – время погрузочно-разгрузочных работ, приходящихся на одну поездку

нован на изменении межосевого расстояния (см. "АП", 2010, № 7). Ее применение позволит заводам-изготовителям (например, УралАЗу и КамАЗу) резко улучшить технико-эксплуатационные показатели выпускаемых ими автомобилей-тягачей. Что уже доказано: эффективности любого нового технического решения – сравнение базового и предполагаемого вариантов (автомобилей "Урал-4320", "Урал-4320-31" и КамАЗ-43106, КамАЗ-43106, оснащенных серийными и новыми раздаточными коробками). При этом в качестве объективных параметров оценки уровней обоих технических решений были использованы КПД трансмиссии автомобиля, среднетехническая его скорость и производительность.

Сопоставительный анализ серийных принципиальных схем раздаточных коробок этих автомобилей свидетельствует о весьма ограниченном использовании в них того, что накопил опыт. Так, каждая взятая в отдельности схема серийных раздаточных коробок содержит не менее двух полюсов зацеплений зубчатых колес, которыми трансформируется вся мощность, проходящая через коробку. Что существенно увеличивает [4] потери полезной мощности на преодоление в них трения скольжения (формула № 1 в табл. № 1).

Кроме того, если учесть реальные значения параметров, входящих в эту формулу, то есть все основа-

ния утверждать: потери существенные не только в полюсах зацепления шестерен, передающих крутящий момент, но и в полюсах колес, вращающихся вхолостую. Наконец, при вращении шестерен вхолостую имеют место неоправданные потери и в подшипниковом узле. Это следует из формулы № 2 для определения момента сил трения в данном узле [4].

Анализируя формулу № 2 применительно к конструкциям узлов трения серийных раздаточных коробок, нетрудно заметить, что, как бы проектировщики не старались, потери на преодоление момента сил трения в них будут весьма ощутимыми. Останутся и потери на преодоление инерционных сил деталей раздаточной коробки (формула № 3).

Если принять во внимание непостоянство характера движения автомобиля и прямую зависимость моментов инерции деталей от их масс, то приведенная математическая зависимость наглядно подтверждает целесообразность уменьшения числа вращающихся узлов. Необходимо также сократить и число вращающихся деталей, опущенных в масляную ванну, так как это снижает потери мощности на взбалтывание масла, тем самым повышая КПД раздаточной коробки.

Теперь перейдем непосредственно к сравнению перечисленных выше показателей эффективности автомобилей-тягачей.

Таблица 2

Автомобиль, его раздаточная коробка	Номер зубчатого зацепления на кинематической схеме	Линейная скорость движения автомобиля v_p , м/с (км/ч)	Мощность, подведенная к полюсу зацепления, кВт (л.с.)	Потери мощности в полюсе зацепления кВт (л.с.)
"Урал-4320"; серийная	Первое	19,7 (71)	138,98 (188,0)	3,69 (5,02)
	Второе	23,9 (86)	–	2,16 (1,93)
	Третье	23,9 (86)	133,15 (181,08)	4,16 (5,65)
	Всего	–	–	9,98 (13,57)
"Урал-4320-31"; серийная	Первое	15,83 (57)	158,81 (215,00)	3,54 (4,82)
	Второе	19,24 (69)	–	1,55 (2,12)
	Третье	19,24 (69)	153,70 (208,04)	3,86 (5,25)
	Всего	–	–	8,97 (12,20)
КамАЗ-43106; серийная	Первое	26,4 (95)	138,98 (188,0)	3,92 (5,34)
	Второе	34,6 (125)	–	2,79 (3,79)
	Третье	26,6 (96)	135,05 (183,66)	3,89 (5,28)
	Всего	–	–	10,58 (14,42)
"Урал-4320"; предлагаемая	Полюс пары шестерен привода переднего моста	23,7 (85)	46,33 (62,00)	2,842 (3,88)
"Урал-4320-31"; предлагаемая	То же	19,26 (69)	52,95 (72,00)	2,356 (3,21)
КамАЗ-43106; предлагаемая	– " –	26,4 (95)	46,33 (63,00)	2,55 (3,46)

Таблица 3

Автомобиль	КПД раздаточной коробки, %		КПД трансмиссии	
	серийной	предлагаемой	серийной	с предлагаемой раздаточной коробкой
"Урал-4320"	0,928	0,982	0,814	0,860
"Урал-4320-31"	0,943	0,985	0,827	0,864
КамАЗ-43106	0,923	0,981	0,762	0,809

Аналитическое выражение КПД автомобильных трансмиссий при установившемся прямолинейном движении можно получить, если представить их в виде кинематических цепей, составленных из механизмов с последовательно "соединенными" кинематическими парами (рис. 2) [5]. Применительно к рассматриваемым автомобилям такими механизмами являются коробки передач, раздаточная коробка, карданные передачи и ведущие мосты. Согласно такой схеме, КПД трансмиссии представляет собой отношение суммы работ сопротивлений ($A_{\text{пс}}$) к работе $A_{\text{дв}}$ движущих сил (формула № 4), из которой получается формула № 5.

КПД η_m отдельно взятых механизмов, входящих в состав трансмиссии, можно определить по формуле № 6.

Для упрощения расчетов и при обеспечении достаточной достоверности их результатов по определению КПД серийных и предлагаемых раздаточных коробок рассмотрим вариант, когда в коробке передач включена прямая передача (примем ее КПД = 1,0) и автомобиль совершает равномерное движение с расчетной скоростью. Тогда можно записать формулу № 7.

Исходя из конструктивных особенностей автомобиля "Урал" и учитывая принятые допущения, мощность $N_{\text{рк}}$, приведенная к ведущему валу их раздаточной коробки, равна максимальной эффективной мощности $N_{e_{\text{max}}}$ дизеля за вычетом потерь $N_{e_{\text{во}}}$ на привод вспомогательного оборудования. Она ориентировочно составляет $(0,85 \dots 0,90) N_{e_{\text{max}}}$.

В соответствии с этим, а также внешними скоростными характеристиками дизелей ЯМЗ-238 и КамАЗ-740 значение $N_{\text{рк}}$ для автомобиля "Урал-4320" можно принять равным 138,97 кВт

Таблица 5

Автомобиль	Производительность автомобиля, т·км, при использовании	
	серийной раздаточной коробки	предлагаемой раздаточной коробки
КамАЗ-43106	509 172	597 768
"Урал-4320"	396 526	489 872

(189 л.с.), "Урал-4320-31" – 176,82 кВт (240 л.с.) и КамАЗ-43106 – 138,97 кВт (189 л.с.).

Суммарную мощность потерь $N_{\text{рк}}$ во всех полюсах зацепления зубчатых колес раздаточных коробок определяем с помощью формулы № 1, принципиальных схем серийного и предлагаемого узлов трансмиссии. Результаты расчетов потерь мощности сведены в табл. 2, а КПД раздаточных коробок и трансмиссий – в табл. 3.

Как видим, КПД предлагаемой раздаточной коробки в случае ее применения в трансмиссиях автомобилей "Урал-4320" и "Урал-4320-31" оказывается выше на 4,8 и 4,0 % соответственно, а у КамАЗ-43106 – на 6,28 % выше, чем в случае их серийных коробок. К тому же, если принять во внимание большую инерционную мощность серийных раздаточных коробок, то станет очевидным: предложенная коробка по КПД имеет явное преимущество перед серийной.

Среднетехническая скорость v_t движения – второй из оценочных показателей технического уровня автомобиля. Ее значение на стадии проектирования рассчитывают [6] по формуле № 8, при этом значение входящей в нее удельной мощности $N_{\text{уд}}$ дает формула № 9.

Значения параметров $N_{R_{\text{max}}}$, m_a и q автомобилей "Урал-4320", "Урал-4320-31", КамАЗ-43106 и результаты расчетов, выполненных по формулам № 7 и 8, приведены в табл. 4 (в числителе – данные по серийному автомобилю, в знаменателе – оснащенному предлагаемой раздаточной коробкой).

Сравнение по третьему оценочному показателю, производительности автомобилей, дает ту же картину. Так, если взять годовую производительность W , то такое сравнение можно выполнить, как известно, по формуле № 10. Что автор и сделал, свел результаты расчетов в табл. 5, из которой видно, что годовая производительность автомобиля "Урал-4320" в случае применения в его трансмиссии предлагаемой раздаточной коробки может повыситься на 23,54 %, автомобиля "Урал-4320-31" – на 22,89, а КамАЗ-43106 – на 17,41 %.

Таким образом, УралАЗ и КамАЗ, применив раздаточные коробки, оснащенные механизмом управления, который разработал автор статьи, действительно могут существенно повысить основные технико-экономические показатели выпускаемых ими автомобилей-тягачей, а значит, и их конкурентоспособность.

Таблица 4

Автомобиль	m_a , т	q , т	η_t	$N_{\text{уд}}$, кВт	v_t , км/ч
"Урал-4320"	8,520	5,0	0,814/0,860	11,9	53,28/55,27
"Урал-4320-31"	9,095	6,0	0,827/0,864	12,4	55,30/56,94
КамАЗ-43106	8,230	7,0	0,762/0,809	11,2	48,96/50,95

ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ТОРМОЗНОЙ ДИНАМИКИ АВТОМОБИЛЯ С АБС

Кандидаты техн. наук **В.Г. ДЫГАЛО** и **В.В. КОТОВ**, д-р техн. наук **А.А. РЕВИН**
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-68)

Рассматривается оценка адекватности при применении виртуально-физической технологии моделирования для испытания автоматизированных тормозных систем автомобилей. Ключевые слова: виртуально-физическая технология моделирования, автомобиль, автоматизированная тормозная система, оценка адекватности.

Dygalo V.G., Kotov V.V., Revin A.A.

VERIFICATION IN THE PROCESS OF MODELING BRAKE DYNAMICS VEHICLE WITH ABS

In the papers verification in use virtually-physical technology method modeling in the process develop and test automated breaking system vehicles is described.

Keywords: *virtually-physical technology modeling, vehicles, automated breaking system, verification.*

При проведении испытаний с использованием виртуально-физической технологии моделирования [1] возникает вопрос оценки адекватности, т.е. тождественности созданной модели физическому объекту. И для этого применяются различные способы. Так, при создании модели автоматизированной тормозной системы АТС проверку на адекватность целесообразно вести, как показывает опыт авторов, в двух аспектах: сопоставлять, как это делается традиционно, не только величины основных моделируемых параметров физического объекта (параметрическая адекватность), но и проверять способность автоматизированной системы управлять логическими операциями при определенных условиях функционирования модели (логическая адекватность).

Основанием для такого подхода служит то обстоятельство, что используемые для оценки нормативные показатели тормозных свойств автомобиля часто базируются на интегральных критериях (например, тормозной путь, установившееся замедление, время нарастания замедления и т.п.). При этом одинаковые величины тормозного пути или установившегося замедления получаются при реализации одной и той же средней величины реализованного сцепления, которое может быть получено при различном состоянии заторможенного колеса, т.е. в достаточно широком диапазоне проскальзывания и, следовательно, при различной настройке АБС или даже юзе колес (АБС не функционирует).

С другой стороны, вследствие флуктуации коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью по мере срабатывания АБС фазы регулирования тормозного момента на колесах автомобиля, как правило, с течением времени расходятся, что уже после нескольких циклов регулирования приводит к существенным параметрическим отклонениям.

В связи со сказанными проверку на адекватность разработанной модели целесообразно проводить по следующей схеме.

Сначала оценивается адекватность воспроизведения физического процесса при выполнении логических операций по принципу "да-нет". При этом задаются тестовые режимы движения автомобиля в процессе торможения: величина давления рабочего тела в приводе или максимальное усилие на тормозной педали; величина коэффициента сцепления пары "шина-дорога"; состояние тормозных механизмов, при котором должна срабатывать (или не срабатывать) антиблокировочная система. Затем проверяется модель на выдачу соответствующей логической команды на включение (или не включение) АБС. Аналогично осуществляется проверка точки настройки модели на срабатывание и отработка фаз процессов затормаживания, растормаживания и отсечки как на восходящей, так и на нисходящей ветвях.

Для торможения автомобиля с отключенной АБС в условиях характерной для транспортных средств неравномерности действия тормозных механизмов проверка осуществляется по числу

блокированных в процессе торможения колес, а также оценивается направление смещения центра масс и изменение курсового угла автомобиля. Это позволяет проверить адекватность моделирования тормозных моментов на колесах, т.е. первоисточника возмущения для рассматриваемого движения автомобиля.

После проверки модели на отработку логических операций оценивается адекватность по величинам отклонения параметров. Но поскольку на практике всегда имеет место флуктуация коэффициента сцепления пары "шина-дорога" по пути, то оценку целесообразно проводить как в пределах цикла регулирования тормозного момента (на основе анализа темпов изменения давления рабочего тела или тормозного момента, длительности выдержки, периода регулирования или частоты процесса), так и по традиционным интегральным показателям — величинам тормозного пути и установившегося замедления, смещению центра масс в боковом направлении и курсовому углу (как на траектории, так и в конце процесса). С этой целью при экспериментах для регистрации основных параметров в процессе движения авторы использовали гироскопическое устройство, расположенное в центре масс автомобиля, и сопло форсунки, управляемое от датчика с фиксированной частотой нанесения на поверхность дороги легко смываемой красящей жидкости, датчиков продольного и поперечного ускорений и "пятого колеса".

В соответствии с предлагаемым подходом достоверность работы модели в составе комплексной моделирующей установки при использовании АБС сначала проверялась путем оценки правильности чередования фаз и режимов функционирования моделируемых объектов в заданных эксплуатационных условиях (логическая адекватность). Зафиксированный на установке процесс затормаживания колеса затем сравнивался с таким же процессом, полученным в ходе дорожных испытаний. Такое сравнение касалось срабатывания АБС

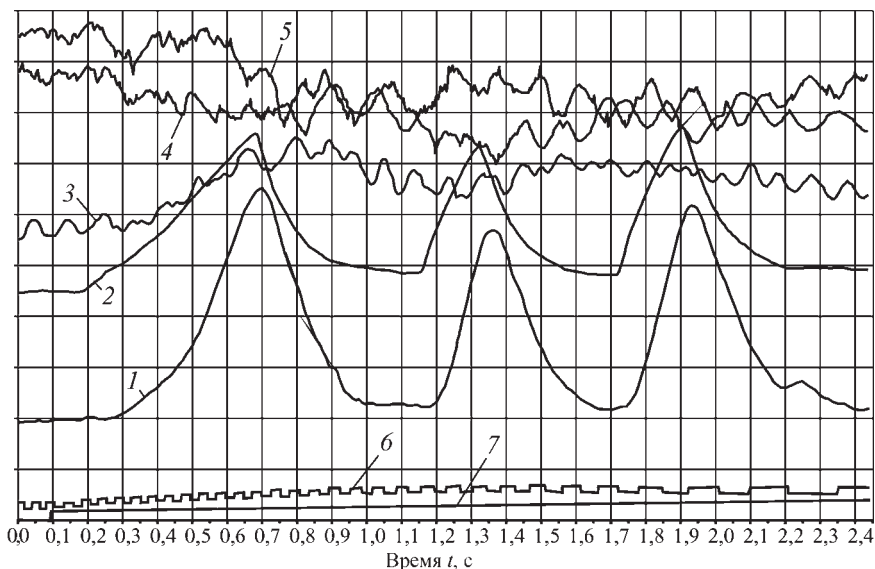


Рис. 1. Осциллограмма процесса торможения автомобиля КамАЗ-5320 (дорожный эксперимент при $v_a = 40$ км/ч) и схемы АБС типа IR-0-SLL:

1 – тормозной момент $M_{тi}$; 2 – давление $p_{тк}$ рабочего тела в тормозной камере; 3 – продольное замедление j ; 4 – нормальная нагрузка R_{ij} на колесах правого борта; 5 – нормальная нагрузка R_{il} на колесах левого борта; 6 – сигнал "пятого колеса"; 7 – сигнал педали тормоза

при заданных сцепных свойствах опорной поверхности, скоростей движения, соответствующих началу торможения и изменению нагрузки, реализуемой на колесе ("да-нет"); отработки фаз регулирования тормозного момента ("затормаживание-растормаживание-отсечка"); воспроизведения характерных участков изменения угловой скорости и ускорения колеса при входе его в юз и разблокировании. В итоге была оценена логическая адекватность самой экспериментальной установки, а затем, анализируя расхождение результатов, полученных на ней и в дорожных условиях, уверенно выполнять и параметрическую адекватность моделей, применяя формулу

$$P_i = \frac{P_{ci} - P_{di}}{P_{ci}} 100,$$

где P_i – расхождение при сравнении i -го параметра; P_{ci} – значение i -го параметра, полученное на стенде; P_{di} – значение того же параметра, но полученное при дорожных испытаниях.

Предлагаемый метод – предельно простой с точки зрения

практической его реализации. Дело в том, что сопоставление результатов стендовых и дорожных испытаний в данном случае осуществляется путем наложения друг на друга динамических характеристик процесса затормаживания, полученных для одинаковых начальных

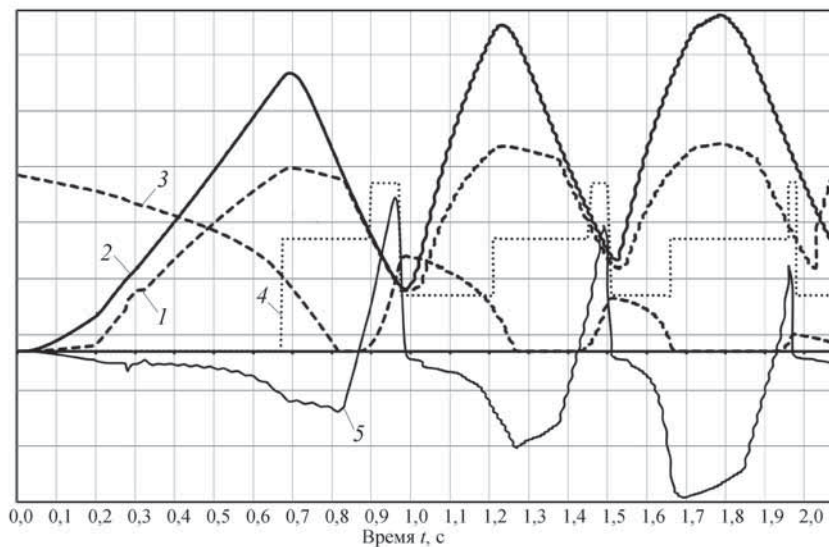


Рис. 2. Динамические характеристики торможения автомобиля КамАЗ-5320, полученные на моделирующей установке при $v_a = 40,7$ км/ч и 10 %-й нагрузке:

1 – тормозной момент $M_{тi}$; 2 – давление $p_{тк}$ рабочего тела в тормозной камере; 3 – угловая скорость колеса; 4 – фазы работы АБС; 5 – проскальзывание колеса в продольном направлении

условий и выполненных в одном масштабе.

Рассмотрим этот процесс на конкретном примере – для автомобиля КамАЗ-5320.

Работа начинается с дорожного эксперимента, в ходе которого записывается осциллограмма (рис. 1) процесса его торможения – тормозные моменты $M_{тi}$ на его колесах; давления $p_{тк}$ рабочего тела в тормозных камерах; нормальные нагрузки R_{ij} на колесах правого и левого бортов; продольное замедление j ; поперечное смещение $\Delta_{ц,м}$ центра масс; угол α разворота продольной оси автомобиля; его тормозной путь S_t и линейная скорость v_a . При этом линейная скорость и тормозной путь регистрируются прибором "пятое колесо", радиус r которого равен 0,36 м, следовательно, длина окружности – 2,26 м.

Сигнал от бесконтактных фотоэлектрических датчиков, расположенных на "пятом колесе", поступает в пересчетный блок, формирователь импульсов которого отправляет его для записи в осциллографе. При этом форма записи выбрана такой, чтобы один оборот колеса соответствовал четырем импульсам.

Как видно из осциллограммы, полученной на сухом асфальте и

Параметр получен	$p_{тк\max}$, МПа (кгс/см ²)	$M_{т\max}$, кН·м	Амплитуда $p_{тк}$, МПа (кгс/см ²)	Амплитуда $M_{т}$, кН·м	$F_{АБС}$, Гц	Период динамической фазы, с
На моделирующей установке	0,6 (6,0)	7,36	0,49 (4,9)	5,35	1,90	0,72
Экспериментально	0,5 (5,2)	6,430	0,44 (4,4)	6,43	1,83	0,78
Погрешность, %	13,4	13,6	10,2	16,8	3,7	7,7

при загрузке, равной массе испытательного оборудования, за первые 0,1 с колесо делает $\sim 0,5$ оборота, т.е. проходит расстояние $l \approx 2,26/2 = 1,13$ м. Значит, скорость v_a движения автомобиля, с которой началось торможение, составляет $11,3 \text{ м/с} = 40,7 \text{ км/ч}$.

Период t времени между последними двумя импульсами на осциллограмме равен 0,17 с. За это время "пятое колесо" проходит расстояние 0,28 м, и его линейная скорость снижается до $v = 1,7 \text{ м/с} = 6,12 \text{ км/ч}$. Таким образом, ее изменение за 1,85 с (от первого до последнего импульса) составляет 9,6 м/с, или 34,56 км/ч. Тогда среднереализованное замедление $j_{ср} = 9,6/1,85 = 5,2 \text{ м/с}^2$. Следовательно, на моделирующей установке нужно воспроизвести именно эти условия, т.е. $v_a = 40,7 \text{ км/ч}$ и $j_{ср} = 5 \text{ м/с}^2$, и получить динамические характеристики торможения автомобиля КамАЗ-5320, имеющего ту же загрузку, что и при дорожных испытаниях.

Такая характеристика приведена на рис. 2. Как из нее видно, за первые 2 с торможения в данных условиях происходит три цикла трехфазового регулирования тормозного момента. При сопоставлении давления $p_{тк}$ на выходе тормозной камеры и тормозного момента $M_{т\max}$ для переднего левого колеса, полученных в дорожном эксперименте (см. рис. 1) и на моделирующей установке (см. рис. 2), очень четко наблюдается качественная воспроизводимость картины процесса – с одинаковым числом циклов и с разницей частоты регулирования, не превышающей 4 %.

Что же касается темпов нарастания и сброса давления в первом цикле регулирования, то углы наклона кривых изменения его и тормозного момента, полученные в разных (на установке и дороге) условиях, практически совпадают, а отличие по времени как для фазы нарастания, так и для фазы сброса не превышает 0,05 с.

Однако в последующих циклах регулирования разница в темпах нарастания и сброса и в амплитудах колебания, особенно для кривой изменения тормозного момента, становится более существенной. Ее причина состоит в том, что в ходе дорожных испытаний на изменение нормальной нагрузки на колесе в

процессе торможения влияет не только изменение дифферента кузова и микронеровностей поверхности по пути (что в модели учтено), но и колебания мостов автомобиля в продольном направлении (эффект галлопирования).

Результаты сравнения полученных на моделирующей установке динамических характеристик процесса затормаживания и конечных величин интегральных параметров, в том числе периода $t_{дф}$ динамической фазы и частоты $F_{АБС}$ функционирования АБС, с характеристиками, полученными дорожным экспериментом для торможения КамАЗ-5320 на сухом асфальтобетоне, приведены в таблице.

Аналогичные работы были проведены и для других вариантов опорных поверхностей (сухой и мокрый асфальтобетон) и загрузки автомобиля КамАЗ-5320 (снаряженное состояние и максимальная загрузка). Оказалось, что разница между результатами дорожных испытаний и проверки на моделирующей установке во всех случаях не выходит за пределы 4...15 %. Это говорит о том, что использование в установке реальных тормозного привода и узлов АБС позволяет получить хорошую сходимость расчетных значений параметров с результатами эксперимента и полностью отражает физическую картину процесса затормаживания колеса. Другими словами, моделирующая установка может быть эффективно применена для решения различных функциональных задач как при проектировании тормозной системы, так и для задач эксплуатационного характера. Например, для исследования влияния неисправностей пневматической тормозной системы с АБС на рабочий процесс затормаживания колеса с целью выявления диагностических признаков этой системы.

Литература

1. Дыгало В.Г., Ревин А.А. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств. Волгоград: ВолгГТУ, 2006. 316 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ

Р.Р. САЛАХОВА

ИНЭКА (8.8522. 39-73-26)

Рассматриваются система рулевого управления грузового автомобиля КамАЗ типа 4×2 с зависимой подвеской, нелинейная модель расхода роторного распределителя гидроусилителя.

Ключевые слова: рулевое управление, математическая модель, роторный распределитель, коэффициент обратной связи, переходный процесс, быстродействие, грузовый автомобиль, моделирование.

Salahova R.R.

SIMULATION OF KAMAZ TRUCK POWER STEERING SYSTEM

Steering system for KamAZ truck with axle arrangement 4×2 and axle suspension, nonlinear rotary valve model are considered.

Keywords: steering system, mathematical model, rotary valve, feedback gain, transient process, speed, truck, simulation.

В настоящее время в системе рулевого управления грузовых автомобилей КамАЗ применяются гидравлические усилители с роторным распределителем, которые, по сравнению с гидроусилителем с осевым распределителем, имеют ряд преимуществ: у них меньше гидравлический люфт, выше чувствительность и более компактный привод.

Такой распределитель фактически состоит (рис. 1) из трех параллельно работающих управляемых дросселей. Жидкость поступает к нему по трем радиальным каналам, выполненным в гильзе 1. При нейтральном его положении она проходит через рабочие щели и отверстие в роторе 2 в центральный канал к сливной магистрали. Когда же ротор 2 поворачивается относительно гильзы, жидкость, в зависимости от направления поворота руля, поступает в ту или иную полость силового цилиндра.

Математическая модель системы рулевого управления с роторным распределителем приведена в работе [1]. Она включает уравнение относительного смещения x_3 золотника (формула № 1 в таблице); расходно-перепадную характеристику распределителя в линеаризованном виде (формула № 2);

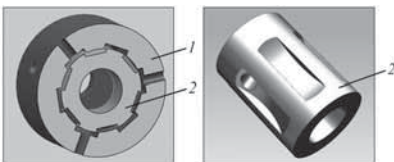


Рис. 1. Роторный распределитель интегрального рулевого механизма

уравнение расхода Q рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр усилителя (формула № 3); уравнение движения поршня усилителя (формула № 4); уравнение поворота управляемых колес относительно оси шкворня (формула № 5).

Для исследования динамических характеристик заменим уравнение расходно-перепадной характеристики распределителя в линеаризованном виде (формула № 2) нелинейным уравнением расхода жидкости через распределитель (формула № 6). Это позволит достаточно точно и объективно оценить влияние его конструктивных параметров на функционирование системы рулевого управления в целом. Кроме того, учтем, что сжимаемость рабочей жидкости оказы-

вает большое влияние на динамику системы рулевого управления. Поэтому уравнение расхода (формула № 3) заменим уравнением, которое учитывает эту сжимаемость и содержит модуль E объемной упругости гидровоздушной смеси (формула № 7).

Далее. По принципу действия систему рулевого управления с интегральным рулевым механизмом грузового автомобиля КамАЗ с колесной формулой 4×2 и зависимой подвеской можно рассматривать как систему автоматического регулирования, в которой управляемые колеса представляют собой объект регулирования, а гидропривод, состоящий из роторного распределителя и силового цилиндра, выполняет функцию регулятора.

Функциональная схема этой системы рулевого управления, для которой управляющим воздействием служит угол α_r поворота рулевого колеса, с указанием порядка движения сигнала приведена на рис. 2. При этом угловое смещение x_3 золотника распределителя – результат вычитания из сигнала управляющего воздействия сигнала с обратной связи (формула № 8), которая в системе является силовой и осуществляет согласование между давлением p жидкости в силовом цилиндре и крутящим моментом $M_{ук}$, который необходимо прикладывать к управляемым колесам [2].



Рис. 2. Функциональная схема системы рулевого управления с интегральным рулевым механизмом и роторным распределителем

№ формулы	Формула	Примечания
1	$x_3 = \frac{\pi d_p}{360} \left(\alpha_{\text{рк}} - \frac{z \cdot 360}{h} \right)$	d_p – диаметр распределителя; $\alpha_{\text{рк}}$ – угол поворота рулевого колеса; z – перемещение поршня силового цилиндра; h – шаг винта
2	$Q = k_{Qx} x_3 - k_{Qp} p$	Q – расход рабочей жидкости через реальный четырехщелевой золотниковый распределитель; k_{Qx} , k_{Qp} – коэффициенты крутизны расходной, расходно-перепадной характеристики распределителя; p – перепад давления в гидроцилиндре
3	$Q = S_n \frac{dz}{dt}$	S_n – площадь поршня
4	$m_n \frac{d^2 z}{dt^2} + k_b \frac{dz}{dt} + c_{\text{нп}} \left(z \frac{h_c}{r_c} - \theta_{\text{сп}} h_k \right) + P_{\text{тп}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} = (p_1 - p_2) S_n$	m_n – суммарная масса поршня; k_b – коэффициент вязкого трения о стенки цилиндра; $c_{\text{нп}}$ – приведенная к поршню жесткость элементов привода управляемых колес; h_c – радиус сошки; r_c – радиус начальной окружности сектора; $\theta_{\text{сп}}$ – средний угол поворота управляемых колес; h_k – радиус поворотного рычага; $P_{\text{тп}}$ – сила сухого трения, приложенная к поршню; p_1 и p_2 – давление рабочей жидкости в правой и левой полостях гидроцилиндра
5	$J_k \frac{d^2 \theta_{\text{сп}}}{dt^2} + k_{\text{тп}} \frac{dQ_{\text{сп}}}{dt} + c_k \theta_{\text{сп}} = c_{\text{нп}} h_k \left(z \frac{h_c}{r_c} - \theta_{\text{сп}} h_k \right)$	J_k – момент инерции управляемых колес и жестко соединенных с ним деталей, приведенный к оси шкворня; $k_{\text{тп}}$ – коэффициент скоростного сопротивления в рулевом приводе, гидросистеме и шинах; c_k – приведенная жесткость управляемых колес, включающая коэффициент стабилизирующего момента, возникающего вследствие наклонов шкворней, коэффициент момента сопротивления поворота управляемых колес при движении
6	$Q = 3\mu b \frac{\pi}{180} x_3 \frac{d_p}{2} \sqrt{\frac{p_n - p \operatorname{sgn} x_3}{\rho}}$	b – длина окна щели распределителя; p_n – давление питания; ρ – плотность рабочей жидкости; μ – коэффициент расхода
7	$Q = S_n \frac{dz}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}$	V – сжимаемый объем рабочей жидкости; E – модуль объемной упругости гидровоздушной смеси
8	$x_3 = \alpha_{\text{рк}} - k_{\text{ос}} \theta_{\text{сп}}$	$k_{\text{ос}}$ – коэффициент обратной связи
9	$k_{\text{ос}} = \frac{h_k}{h_c} \frac{2\pi r_c}{h}$	–

При исследованиях колебаний управляемых колес с малой (до 3...5°) амплитудой коэффициент $k_{\text{ос}}$ обратной связи системы предлагается определить по формуле № 9, которая представляет собой отношение момента $M_{\text{ук}}$ сопротивления поворота управляемых колес к моменту $M_{\text{рк}}$, прикладываемому к рулевому колесу.

На рис. 3 представлены результаты моделирования системы рулевого управления с интегральным рулевым механизмом и роторным распределителем и рассчитанные по формулам № 4–9 при следующих допущениях: давление источника мощности – величина постоянная; колебания

управляемых колес происходят с относительно малыми амплитудами; жесткость правой и левой частей рулевого привода одинакова, на основании чего рассматривается одно управляемое колесо, момент инерции которого относительно шкворня увеличен вдвое; гидравлическое сопротивление магистралей не учитывается; не учитываются также утечки жидкости, приведенный момент инерции всех соединенных с рулевым колесом деталей и коэффициент скоростного сопротивления в приводе распределителя.

Исходные данные для моделирования системы рулевого управления: $m_n = 7$ кг, $k_b = 1000$ Н·с/м,

$c_{\text{нп}} = 3 \cdot 10^6$ Н/м, $h_c = 0,2$ м, $r_c = 0,035$ м, $S_n = 0,0144$ м², $V = 0,0028$ м³, $E = 1,4 \cdot 10^9$ Н/м², $J_k = 2$ кг·м², $c_k = 2500$ Н·м/рад, $k_{\text{тп}} = 1000$ Н·м·с/рад, $\mu = 0,7$, $b = 0,03$ м, $d_p = 0,025$ м, $p_n = 6 \cdot 10^6$ Па, $\rho = 920$ кг/м³. Управляющий сигнал – угол $\alpha_{\text{рк}}$ поворота рулевого колеса в системе (рис. 3, а) – действует в течение 4 с, имитируется крутой поворот. Рулевое колесо повернуто до упора, т.е. в положение 920°.

В результате были смоделированы следующие характеристики системы рулевого управления: расход Q , поступающий в силовой ци-

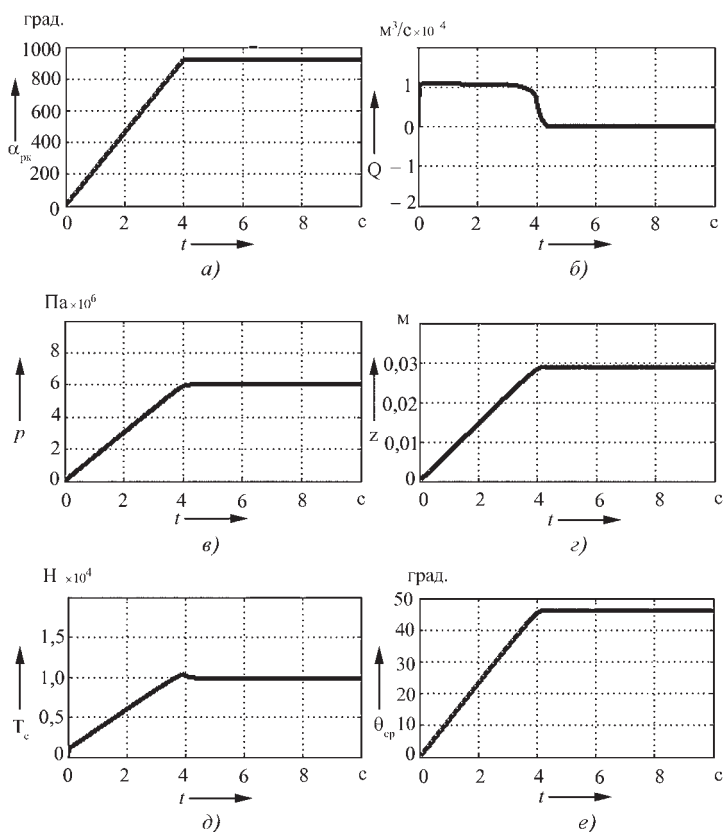


Рис. 3. Результаты моделирования характеристик системы рулевого управления при повороте автомобиля

лиандр жидкости (рис. 3, б); перепад p давления в рабочих полостях силового цилиндра (рис. 3, в); перемещение z поршня силового цилиндра (рис. 3, г); усилие T_c в продольной тяге, возникающее при повороте автомобиля (рис. 3, д); средний угол θ_{cp} поворота управляемых колес (рис. 3, е).

Анализ рис. 3 дает очень интересные результаты.

Так, из рис. 3, б видно, что при установившемся повороте автомобиля рабочая жидкость в силовой цилиндр не поступает, так как рулевое колесо и поршень усилителя находятся в неподвижном положении. (Для моделирования системы рулевого управления при других режимах работы необходимо изменять вид управляющего воздействия и соответствующие параметры.)

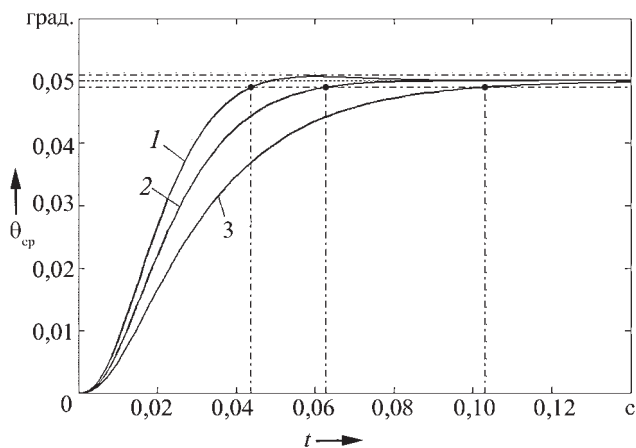


Рис. 4. Переходные характеристики гидропривода системы рулевого управления при различной длине окна щели распределителя:
1 – $b = 37$ мм;
2 – $b = 30$ мм;
3 – $b = 23$ мм

Как правило, параметры объекта регулирования управляемых колес заданы. Поэтому основная задача динамического расчета системы рулевого управления при ее проектировании сводится к выбору и обоснованию таких параметров регулятора, которые обеспечивают самое высокое из возможных быстродействие и устойчивость работы всей системы регулирования. В качестве примера такого выбора влияния приведем результаты оценки на быстродействие системы длины b окна щели роторного распределителя (рис. 4).

Эти результаты свидетельствуют о том, что при $b = 23$ мм быстродействие системы чуть больше 0,1 с, а при $b = 37$ мм оно составляет $\sim 0,043$ с. То есть при увеличении длины b окна щели распределителя быстродействие системы улучшается. Причина очевидна: чем больше b , тем выше пропускная способность распределителя, поэтому время, необходимое для заполнения жидкостью пространства, освобождаемого в гидроцилиндре при перемещении поршня усилителя, уменьшается.

Таким образом, с помощью моделирования в процессе проектирования параметрами элементов, входящих в состав регулятора, можно управлять, т.е. изменять их значения. И не только. Моделирование позволяет снизить временные и финансовые затраты для совершенствования системы рулевого управления. Кроме того, при рассмотрении системы с точки зрения "регулятор—объект регулирования" тщательный подбор параметров регулятора оказывает положительное влияние на работу системы рулевого управления в целом, а также на устойчивость и управляемость автомобиля.

Литература

1. Цыбунов Э.Н. Улучшение устойчивости и управляемости автобуса большого класса за счет рационализации распределительного устройства гидравлического усилителя рулевого управления: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2007. –19 с.
2. Конструкция автомобиля. Шасси / под общ. ред. А.Л. Карунина. М.: МАМИ, 2000. –528 с.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 621.355.2

РЕМОНТ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ С ОБЩЕЙ КРЫШКОЙ

Кандидаты техн. наук **В.Ю. ГУМИЛЕВ** и **А.Г. КАРТУКОВ**,
Т.Н. ЛЕБЕДЕВ

Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище
(военный институт) (4912. 93-94-62)

Рассматривается один из способов ремонта аккумуляторных батарей с общей крышкой, с полной их разборкой и заменой отдельных аккумуляторов.

Ключевые слова: аккумуляторная батарея, ремонт, разборка.

Gumilev V.Yu., Kartukov A.G., Lebedev T.N.

REPAIRING OF STORAGE BATTERIES WITH GENERAL COVER

One from methods of repairing storage batteries with one cover with taking to pieces and replacing of separate accumulators is consideration.

Keywords: storage battery, repairing, taking to pieces.

В настоящее время отечественная, как и зарубежная, промышленность выпускает в основном моноблочные стартерные аккумуляторные батареи, имеющие общую крышку и расположенные под ней межэлементные переемы. Такие батареи имеют ряд существенных преимуществ перед батареями с отдельными ячейными крышками, но и, к сожалению, обладают одним существенным недостатком: их нельзя отремонтировать с полной разборкой отдельных аккумуляторов. Изготовители таких батарей даже записывают в инструкции по эксплуатации: батарея разборке не подлежит. Хотя их ремонт зачастую крайне необходим. Например, в полевых условиях, когда запасной батареи нет, а в отдельных аккумуляторах отказывает батарея; произошло короткое замыкание; разрушились или оборвались электроды аккумуляторов; повреждены сепаратор и стенки ячеек моноблоков; повысился саморазряд из-за загрязнения электролита и т.п. Между тем опыт эксплуатации моноблочных батарей на военной автомобильной технике показывает, что батареи с общей крыш-



Рис. 2. Автомобильная батарея 6СТ-190АП

кой разобрать все-таки можно. Правда, не с помощью подручных средств, как в случае моноблоков с отдельными ячейными крышками, а лишь в условиях мастерской МЗА-М2.1 (рис. 1).

Конечно, такой ремонт — мера вынужденная, а его качество достаточно низкое. Но техника с отремонтированными в этих условиях аккумуляторными батареями способна выполнять поставленные задачи, в том числе и боевые. А это главное.

Порядок ремонта рассмотрим на примере автомобильной батареи 6СТ-190АП (рис. 2).

Перед разборкой батарею необходимо разрядить током 10-часового режима до напряжения 10,2 В, слить из нее электролит и отсоединить (высверлить) полюсные выводы. Ножовочным полотном с мелким зубом (для работы с металлом) аккуратно отделить общую крышку от моноблока. Неисправный аккумуля-



Рис. 1. Мастерская зарядки и ремонта аккумуляторов МЗА-М2.1 на шасси "Урал-4320-31"

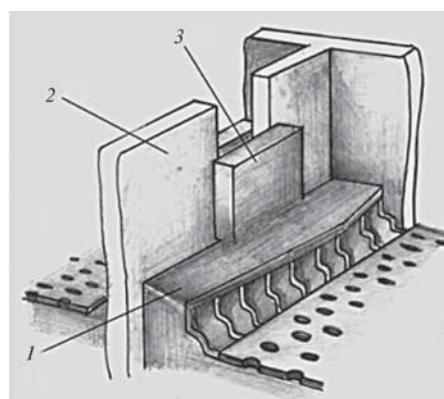


Рис. 3. Соединение аккумуляторов в моноблоке аккумуляторной батареи с общей крышкой:

1 — мостик баретки; 2 — перегородка моноблока; 3 — борн баретки

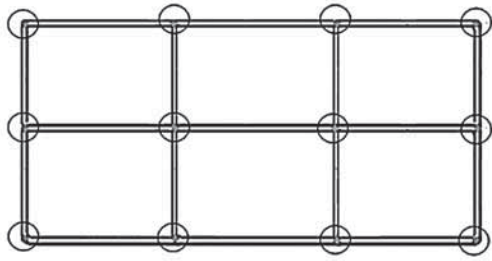


Рис. 4. Точки соединения саморезами крышки и моноблока при сборке аккумуляторных батарей типа БСТ-190 с общей крышкой

лятор (или аккумуляторы), используя соответствующие инструменты и приспособления, изъять и заменить исправным из ремонтного фонда (соединение аккумуляторов в моноблоке иллюстрирует рис. 3).

Следующая операция – сверление отверстий диаметром 1,0...1,5 мм в общей крышке в точках,

находящихся напротив углов моноблока и мест соединения внутренних перегородок моноблока с его внешними стенками. Стыковочные плоскости крышки и моноблока нужно предварительно обезжирить и нанести на них эпоксидную клеевую композицию, имеющуюся в комплекте мастерской. Затем с помощью обычных саморезов зафиксировать на моноблоке общую крышку (рис. 4). После чего приспособлением для сварки свинцовых деталей, имеющимся в комплекте инструментов и приспособлений мастерской МЗА-М2.1, с помощью угольного электрода старые или вновь отлитые полюсные выводы приварить к борнам крайних аккумуляторов.

Собранную таким образом батарею следует заполнить свежим электролитом плотностью 1,12 г/см³, полностью зарядить ее, доведя плотность электролита до нормы.

УДК 05.22.10

РАСЧЕТ СТЕНДА ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ

Е.А. ДУБОВИК

Донской ГТУ (863. 273-85-50)

Работа посвящена модернизации тормозного стенда для оценки состояния автомобилей КамАЗ.

Ключевые слова: привод, тормоз, расчет, автомобиль.

Dubovik E.A.

CALCULATION OF THE BRAKING SYSTEM TROUBLESHOOTING STAND KAMAZ

Work is devoted to upgrading brake stand for assessment of KamAZ vehicles.

Keywords: drive, brake, calculation, car.

Существующие у нас тормозные стенды позволяют определять тормозное усилие на колесе, усилие на педали тормоза (для автотранспортных средств с пневмоприводом – тормозов), время запаздывания срабатывания тормозного привода, тормозов, контуров (для автотранспортных средств с пневмоприводом тормозов) и время растормаживания колес. Используют их на постах и линиях диагностики предприятия сервиса, а также при государственном техническом осмотре АТС. Однако ни один из них, к сожалению, не пригоден для диагностирования тормозных систем автомобилей КамАЗ-5320 и других автотранспортных средств аналогичного класса в силу своей маломощности. Поэтому владельцам таких стендов приходится их дорабатывать – увеличивать мощность привода, усилить клиноременную, цепную передачи, подбирать редуктор. И делается это путем проб и ошибок, поскольку методики соответствующих расчетов нет. Поэтому автор предлагаемой вниманию читателей статьи решил заполнить этот пробел. Разработанная им технология решения поставленной задачи включает пять этапов.

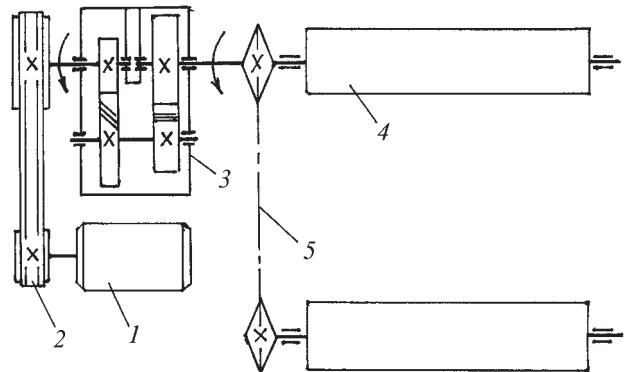
1. Для получения исходных данных выполняем расчет тяговых усилий на колесах автомобиля КамАЗ. Для этого составляется стандартное уравнение его силового баланса (формула № 1 в таблице), из которого получают тяговое усилие P_t на колесах. Но так как на стенде автомобиль находится в горизонтальном положении и не движется, то силы P_v и P_p равны нулю. Значит, формула № 1 преобразуется в формулу № 2.

Учитывая, что масса автомобиля КамАЗ-5320 равна 17 т, получаем значение P_t для одного его колеса: $P_t = 11,85$ кН.

2. Выполняем кинематический расчет привода (см. рисунок) стенда и начинаем его с подбора электродвигателя.

Общий КПД привода определяется, как известно, из формулы № 3. В итоге получаем: $\eta = 0,885$.

Мощность $P_{\text{вых}}$ на выходе привода, кВт, определяется, что тоже общеизвестно, по формуле № 4,



Кинематическая схема тормозного стенда:

1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – соосный цилиндрический редуктор; 4 – беговой ролик; 5 – цепная передача

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_T = P_k + P_n + P_b + P_i$	P_k, P_n, P_b, P_i – соответственно силы сопротивления качению, дорожному подъему, воздуха и инерции
2	$P_T = P_k + P_n = m g f + m \delta j$	m – полная масса автомобиля; g – ускорение свободного падения; $f = 0,015$ – коэффициент сопротивления перекачиванию колеса по бетонному ролику; $\delta = 1,1$ – коэффициент учета влияния вращающихся масс; $j = 0,5 \text{ м/с}^2$ – ускорение разгона автомобиля
3	$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4$	$\eta_1 = 0,97$ – КПД ременной передачи; $\eta_2 = 0,96$ – КПД цепной передачи; $\eta_3 = 0,93$ – КПД пары подшипников; $\eta_4 = 0,98$ – КПД двухступенчатого соосного редуктора
4	$P_{\text{вых}} = P_T v$	v – линейная скорость поверхности беговых барабанов
5	$P_{\text{д}}^{\text{тп}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta}$	–
6	$n_p = \frac{60 v}{\pi 10^{-3} d_p}$	–
7	$P_3 = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_2 \eta_3 \eta_4^3}$	–
8	$T_1 = 9550 \frac{P_{\text{д}}^{\text{тп}}}{n_{\text{д}}}$	–
9	$T_2 = 9550 \frac{P_p}{n_p}$	$n_p = \frac{n_{\text{д}}}{u_1} = 1090 \text{ мин}^{-1}$
10	$T_3 = 9550 \frac{P_{\text{вых}}}{n_3}$	–
11	$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon)$	$\varepsilon = 0,01$ – коэффициент скольжения ремня
12	$u_1 = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}$	–
13	$\alpha_{\text{min}} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0$	$T_0 = 10,5 \text{ мм}$
14	$\alpha_{\text{max}} = d_1 + d_2$	–
15	$L = 2 a + W + \frac{y}{4a} = \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a}$	–
16	$a = 0,25 [(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 - 2 y}]$	–
17	$\alpha_1 = 180 - \frac{57 (d_1 - d_2)}{a}$	–
18	$z = \frac{P_1 C_p}{P_0 C_L C_\alpha C_z}$	P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем; C_p – коэффициент, характеризующий режим работы передачи; C_z, C_L, C_α – коэффициенты, учитывающие соответственно число ремней, их длину и угол обхвата шкива
19	$F_0 = \frac{850 P_1 C_p C_z}{Z v_n C_\alpha} + \vartheta v_n^2$	v_n – скорость в передаче; ϑ – коэффициент, характеризующий сечение ремня (для ремня типа Б $\vartheta = 0,18$)
20	$F_r^B = 2 F_0 Z \sin \frac{\alpha}{2}$	–
21	$B = e(Z - 1) + 2 l$	$e = 19 \text{ мм}, l = 12,5 \text{ мм}$ – размеры канавки для шкивов под ремни типа Б
22	$P_p = P K_3 = \frac{P_{\text{вых}} K_3}{2} = \frac{P_3 K_3}{2}$	$K_3 = K_1 K_2 K_3 K_4$ – коэффициент эксплуатации; $K_1 = 1,1$ – коэффициент динамичности; $K_2 = 1,2$ – коэффициент смазки; $K_3 = 1,15$ – коэффициент смены работы; $K_4 = 1,2$ – коэффициент при нерегулируемом натяжении цепи

№ формулы	Формула	Примечания
23	$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_3 K_3}{2 Z_1 [p]}}$	—
24	$v = \frac{Z_1 t n_3}{6 \cdot 10^4}$	—
25	$p = \frac{2,8^3 T_3 K_3}{2 Z_1 t^3}$	—
26	$Z_{\text{ш}} = 2 a_{\text{ш}} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{2 \pi a} =$ $= \frac{2 a}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{2 \pi a}$	—
27	$d = \frac{t}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)}$	—
28	$F_{\text{ш}} = \frac{T_3}{d}$	—
29	$F_r^{\text{ш}} = 1,2 F_{\text{ш}}$	—

а мощность $P_{\text{д}}^{\text{тп}}$ требуемая – по формуле № 5. Поскольку значение v опытно принимается равным 0,75 м/с, то получаем: $P_{\text{вых}} = 8,889$ кВт и $P_{\text{д}}^{\text{тп}} = 10,05$ кВт.

По данной мощности из ГОСТ 19523–81 находим, что для модернизируемого стенда больше всего подходит электродвигатель 4А132М4У3: его мощность $P_{\text{д}}$ при частоте $n_{\text{д}}$ вращения якоря 1460 мин⁻¹ составляет 11 кВт. На нем и останавливаем свой выбор.

Общее передаточное число u привода стенда представляет собой произведение передаточных чисел ременной (u_1) и цепной ($u_2 = 1$) передач, а также передаточного числа u_3 соосного редуктора.

Это с одной стороны. С другой же, оно представляет собой отношение частоты $n_{\text{д}}$ вращения якоря электродвигателя к частоте $n_{\text{р}}$ вращения роликов стенда. Первая из этих частот известна (1460 мин⁻¹), а вторую легко определить.

Допустим, что диаметр $d_{\text{р}}$ беговых роликов равен 210 мм. Тогда частоту $n_{\text{р}}$ определяем по формуле № 6 и она равна 69,23 мин⁻¹. Следовательно, $u = 21,0891$. Тогда передаточное число u_1 ременной передачи составит $u_1 = \frac{u}{u_2 u_3} = 1,34$. Мощность P_3 на входном валу

редуктора рассчитывается по формуле № 7. В нашем случае она равна 9,739 кВт. Крутящий момент на валу электродвигателя (T_1) дает формула № 8, момент T_2 на ведомом валу редуктора – формула № 9. Значение момента T_3 на ведомом валу редуктора, т.е. на выходном валу привода, дает формула № 10. В нашем случае эти моменты равны соответственно 65,7; 85,3 и 1245 Н·м.

3. Расчет клиноременной передачи.

По значению крутящего момента T_1 (65,7 Н·м) на ведущем валу передачи определяем, что для надежной работы ремня сечением Б минимальный диаметр d_1 шкива должен быть не менее 125 мм. Но для надежности увеличиваем этот диаметр до 180 мм. Тогда диаметр d_2 ведомого шкива даст формула № 11. Получаем: $d_2 = 238,8$ мм и тоже округляем это значение до 250 мм. После чего уточняем передаточное число u_1 ременной передачи (формула № 12). Итог: $u_1 = 1,4$. Это значение отличается от расчетного u на величину Δu , которая равна 4,7 %, что меньше допустимых 5 %. Поэтому из ГОСТ 1284.3–96 принимаем окончательно: $d_1 = 180$, $d_2 = 250$ мм.

Далее определяем интервал $a_{\text{min}} \dots a_{\text{max}}$ межосевых расстояний шкивов. a_{min} дает формула № 13, а a_{max} – формула № 14. При $T_0 = 10,5$ мм имеем: $a_{\text{min}} = 247$, $a_{\text{max}} = 430$ мм. Для уверенности в надежной работе стенда принимаем $a = 600$ мм.

Расчетную длину L ремня находим по формуле № 15. Расчет по этой формуле дает следующие результаты: $W = 675$; $y = 4900$ и $L = 1877$ мм. Ближайший размер по ГОСТ 1284.3–96 – $L = 2000$ мм. Его и берем. Уточняем величину межосевого расстояния a (формула № 16). Получаем $a = 661$ мм.

Угол α обхвата меньшего шкива дает формула № 17. Он равен 174°.

Число z ремней в передаче определяется по формуле № 18: 3,02.

Для ремней типа Б $P_0 = 4,7$ кВт, $C_z = 0,95$ при $C_p = 1,3$, т.е. для средних режимов работы, $z = 2 \dots 3$, а для $\alpha = 174^\circ$, $C_\alpha = 0,99$ при $L = 2000$ мм $C_L = 0,98$. Поэтому принимаем $z = 3$.

Натяжение F_0 ветви клинового ремня рассчитываем по формуле № 19. Результат: $F_0 = 301$ Н.

Радиальные силы F_r^b , Н, находим по формуле № 20 (в нашем случае они равны 1803 Н), а ширину B шкивов – по формуле № 21 ($B = 63$ мм).

4. Расчет цепной передачи.

Так как передаточное число цепной передачи $u_2 = 1$, то это означает, что числа зубьев ведущей (z_1) и ведомой (z_2) звездочек равны. Принимаем, что $z_1 = z_2 = 20$.

Мощность P_p передачи рассчитываем по формуле № 22. Она дает следующие результаты: $P = 4,44$ кВт; $K_3 = 1,8$; $P_p = 8$ кВт.

По формуле № 23 определяем шаг t цепи, приняв ориентировочно допускаемое давление $[p]$ по нормам DIN8195 для скорости v до 1 м/с равным 26 МПа. Получаем: $t = 36,4$ мм. Но по ГОСТ 13568–75 наиболее близкий к этому шагу шаг имеет однорядная цепь ПР-38,1-127 с $t = 38,1$ мм. Ее и берем. Скорость v_3 цепи вычисляем по формуле № 24. Она равна 0,87 м/с.

Для определения действительного давления p звеньев цепи воспользуемся формулой № 25. Оно равно 22,2 МПа, что меньше допустимых 26 МПа. То есть условие $p < [p]$ выполняется.

Число $Z_{ц}$ звеньев цепи подсчитываем по формуле № 26. Получаем: $a_t = 12,3$ мм; и $\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} = 0$ и $Z_{ц} = 44,6$, последнюю цифру округляем до 45.

Расчетная длина $L_{ц}$ цепи, очевидно, равна произведению $Z_{ц} t$, т.е. 1714,5 мм.

Диаметр d делительных окружностей звездочек дает формула № 27 (243,6 мм).

Окружное усилие $F_{ц}$ в передаче – формула № 27 (оно равно 5,11 кН), а сила F_r^u , действующая на вал от натяжения цепи, – формула № 29 (6,132 кН).

5. Подбор редуктора тормозного стенда, исходя из крутящего момента T_3 на выходном валу ($T_3 = 1,245$ кН·м). Из ГОСТ 12080–75 видим, что в данном случае лучше всего подходит соосный двухступенчатый цилиндрический редуктор Ц2С-125-16, имеющий $u = 16$ и допустимый крутящий момент на тихоходном валу $[T_{доп}] 1,4$ кН·м. То есть при таком выборе условие $T_3 < [T_{доп}]$ выполняется.

Редуктор Ц2С-125-16 имеет допускаемую радиальную нагрузку $[F_r^b]$ на быстроходном валу, равную 2 кН, а на тихоходном – 8 кН, т.е. $[F_r^b] = 2$ кН и $[F_r^u] = 8$ кН. Радиальная (консольная) нагрузка на ведущий вал от ременной передачи $[F_r^b] = 1,803$ кН и на ведомый вал от цепной передачи $[F_r^u] = 6,132$ кН. Следовательно, условия $F_r^b < [F_r^b]$ и $F_r^u < [F_r^u]$ тоже выполняются. Таким образом, редуктор Ц2С-125-16 по крутящему моменту и консольной нагрузке проходит.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113

КОМПЬЮТЕРНЫЕ ПРОГРАММЫ – ИНСТРУМЕНТ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДНЕЙ ЧАСТИ АВТОМОБИЛЯ

Кандидаты техн. наук **Ю.Я. КОМАРОВ** и **А.В. ЛЕМЕШКИН**,
Д.Д. СИЛЬЧЕНКОВ
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-57)

На примере переднего лонжерона автомобиля VAZ-2170 рассмотрена методика исследования статического сжатия деталей силовой структуры его передней части.

Ключевые слова: статическое сжатие, лонжерон.

Komarov Yu.Ya., Lemeshkin A.V., Silchenkov D.D.

COMPUTER PROGRAMME AS INSTRUMENT OF ESTIMATION OF STRENGTH ELEMENTS OF FRONT ANTEROOM PARTS OF CARS

Method of research of statistic compression of parts of strength structure of front part of car VAZ-2170 is considered.

Keywords: static pressure, longeron.

Анализ ДТП Волгограда показал, что до 70 % столкновений происходит на скоростях 55...60 км/ч. При этом деформируется, как правило, силовая

структура передней части автомобиля – вплоть до стоек кузова. В связи с чем авторы и решили выполнить компьютерное моделирование деформации одной из наиболее ответственных деталей автомобиля VAZ-2170 – лонжерона (рис. 1).

Чтобы получить исходные данные для моделирования, авторы провели два опыта по натурному статическому сжатию лонжерона. Результаты этого эксперимента представлены на рис. 2, из которого следует, что нагружение лонжерона привело к его изгибу



Рис. 1. Передний лонжерон автомобиля VAZ 2170



Рис. 2. Лонжероны после проведения испытаний

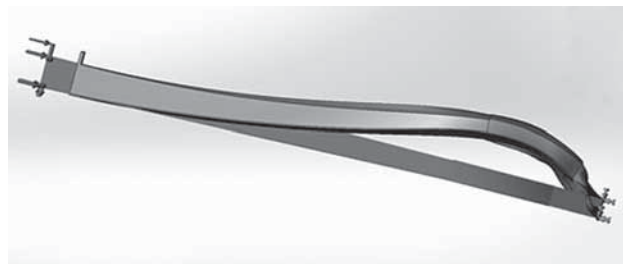


Рис. 3. Моделирование в программе Abaqus

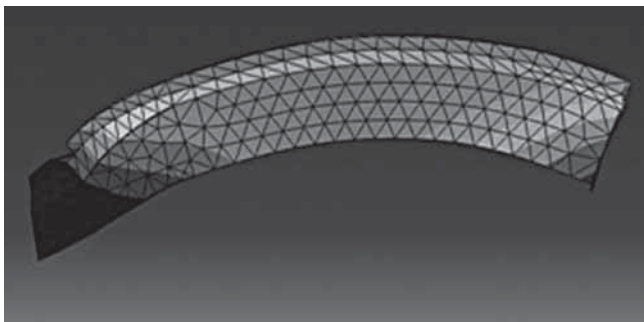


Рис. 4. Моделирование в программе Solid Work

Сила, кН	Изменение длины лонжерона, мм		
	фактическое	по данным программы Abaqus	по данным программы Solid work
11,7	20	25	17
21,2	22,5	28	20
24,7	27	30	25
28,3	29	36	31
31,8	50	56	50
35,4	71	69	66
38,9	89	80	—

в месте, где находится треугольный вырез. При дальнейшем увеличении силы F сжатия изгиб увеличивается, и при силе, соответствующей давлению 0,2 МПа (2 кгс/см²), в месте изгиба материал лонжерона начинает разрушаться.

Моделирование деформации лонжерона осуществлялось в программах Abaqus (рис. 3) и Solid Work (рис. 4).

Сопоставление результатов численного моделирования с результатами стендовых испытаний представлено в таблице.

Как видим, расхождение между экспериментальными данными и математическим моделированием не превышает 14 %, что говорит об адекватности математической модели лонжерона. Следовательно, обе эти программы можно использовать при проектировании новых автомобилей.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ УДАРА ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ АВТОБУСА

Канд. техн. наук **Б.Ю. КАЛМЫКОВ, Н.А. ОВЧИННИКОВ, И.Ю. ВЫСОЦКИЙ**

Южно-Российский ГУЭС (8636 22-20-37), Управление государственного автодорожного надзора по Республике Карелия

Предложен более точный способ определения общей энергии удара автобуса при опрокидывании для условий, определяемых Правилами № 66 ЕЭК ООН и предназначенных для сертификации пассажирских автотранспортных средств категории М3.

Ключевые слова: автобус, безопасность конструкции, прочность, деформация, центр масс, энергия.

Kalmykov B.Yu., Ovchinnikov N.A., Vysotsky I.Yu.

DEFINITION OF THE BUS STRIKING ENERGY IN ROLLOVER

Method for determining the total impact energy of a bus rollover to the conditions of the Rules of the United Nations Economic Commission for Europe № 66 (UNECE) intended for the certification of passenger motor vehicles of category M3 is presented.

Keywords: bus, safety of bus construction, strength, deformation, a center of mass, energy.

Качество изготовления и безопасность конструкции автотранспортных средств в России оценивается в соответствии с техническим регламентом "О безопасности колесных транспортных средств", в котором оговорены требования к их безопасности при выпуске в обращение на территории Российской Федерации. Главные цели этой оценки – защита жизни и здоровья граждан, имущества физических и юридических лиц, государственного или муниципального имущества, охрана окружающей среды и предупреждение действий, вводящих в заблуждение приобретателей АТС.

Согласно этому регламенту, конструкция транспортного средства с учетом его категории и назначения должна обеспечивать 16 норм безопасности, в числе которых такая норма, как минимизация травмирующих воздействий на находящихся в транспортном средстве людей и возможность их эвакуации после дорожно-транспортного происшествия. Рассмотрим ее применительно к автобусу.

Если эту норму представить в виде набора требований (табл. 1), то, проанализировав их, легко установить, что они ранжируются по уровням значимости с точки зрения внутренней пассивной безопасности.

Первый из уровней – прочность верхней части конструкции пассажирских транспортных средств; второй – прочность сидений и их креплений; третий – места крепления ремней безопасности; требования к ремням безопасности и оснащению удерживающими системами; четвертый – безопасные стекла. И можно предположить, что выполнение требований первого уровня позволяет минимизировать ДТП со смертельным исходом, второго – с тяжелой степенью травмирования, третьего – с менее тяжелой степенью и четвертого – с легкой степенью травмирования. Следовательно, наиболее существенное влияние на пассивную безопасность внутри автобуса оказывает прочность верхней части конструкции автобуса.

Оценивается этот параметр по Правилам № 66-00 ЕЭК ООН. Согласно им, автобус считается официально утвержденным, если его кузов имеет прочность, достаточную для того, чтобы во время и после его натуральных испытаний или расчетов на опрокидывание он удовлетворяет следующим двум условиям: ни один из сместившихся элементов кузова не заходит в остаточное его пространство и ни одна из частей остаточного пространства не выступает за пределы кузова.

Элементы объектов технического регулирования, в отношении которых установлены требования безопасности	Документ, подтверждающий соответствие
Места крепления ремней безопасности	Правила ЕЭК ООН № 14-06, включая Дополнение 1
Требования к ремням безопасности и оснащению удерживающими системами	Правила ЕЭК ООН № 16-04, включая Дополнения 1–7 (до 31 декабря 2011 г.)
Сидения автобусов, прочность сидений и их креплений	Правила ЕЭК ООН № 80-01, включая Дополнение 2
Прочность верхней части конструкции пассажирских транспортных средств	Правила ЕЭК ООН № 66-00, включая пересмотр 1
Безопасные стекла	Правила ЕЭК ООН № 43-00, включая Дополнение 8

Но натурные испытания – процесс длительный и дорогостоящий. Поэтому изготовители автобусов предпочитают работать с расчетами. И Правила ЕЭК ООН такую возможность предусматривают: в них приводится технология расчетов, основывающаяся на определении потенциальной энергии E удара автобуса при опрокидывании. При этом принимаются следующие допущения: поперечное сечение кузова – четырехугольное; система подвески – жестко закреплена; движение кузова при опрокидывании представляет собой чистое вращение вокруг оси опрокидывания.

Расчет, согласно Правилам № 66-00 ЕЭК ООН, энергии E удара выполняется по формуле № 1 (табл. 2). Однако ее можно определить и по формуле № 2. При этом входящую в нее высоту h падения центра масс автобуса можно вычислить, используя рис. 1, т.е. формулу № 3, по формуле № 4. Входящие в нее параметры r и x также дает рис. 1.

Зная r и x и подставив их в формулу № 4, получим искомую величину h (формула № 5), а подставив полученное значение h в формулу № 1, имеем окончательную формулу № 6 для определения общей энергии удара автобуса при его опрокидывании.

Из этой формулы следует, что снизить энергию E можно путем уменьшения любого из трех параметров – пол-

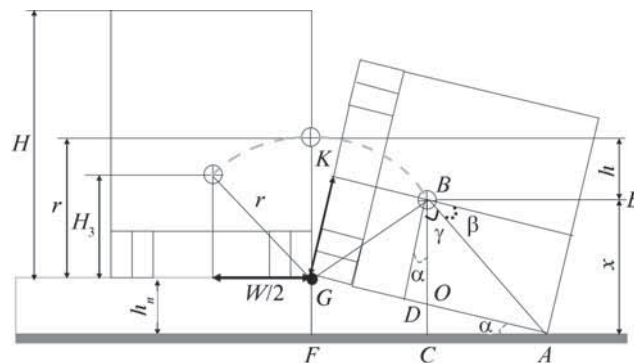


Рис. 1. Схема для определения высоты падения центра масс автобуса

№ формулы	Формула	Примечания
1	$E = 0,75 m_a g h$	0,75 – коэффициент, учитывающий массу автобуса, влияющую на энергию удара; m_a – полная масса автобуса; g – ускорение свободного падения; h – высота падения центра масс автобуса, установленного на опрокидывающей тележке
2	$E = 0,75 Mg \times \left(\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_3^2} - \frac{W}{2H} \sqrt{H^2 - 0,8^2} + 0,8 \frac{H_3}{H} \right)$	W – ширина автобуса; H – его высота; H_3 – высота центра масс автобуса; 0,8 – минимальное значение высоты опрокидывающей платформы
3	$r + h_0 = h + x$	r – расстояние от общего для автобуса и опрокидывающей тележки центра масс до внешней стороны колеса автобуса (отрезок BG); h_0 – высота опрокидывающей платформы для случая, когда $h_0 > 0,8$ (отрезок GF); x – расстояние от центра масс в момент удара кузова о поверхность (отрезок BC)
4	$h = r + h_1 - x$	–
5	$h = \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_3^2} + h_0 - \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + (H - H_3)^2} \times \sin \left[\arcsin \left(\frac{h_0}{H} \right) + \arcsin \left(\frac{W}{2 \sqrt{(W/2)^2 + (H - H_3)^2}} \right) \right]$	–
6	$R = \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_3^2}$	–
7	$CA = AB + BC = h_0 + \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_3^2} - h$	–
8	$h = h_0 + \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_3^2} - CA$	–
9	$CA = CE \sin \beta$	–
10	$CE^2 = CD^2 + DE^2 - 2CD \cdot DE \cos \alpha$	$DE = l_{\text{шт}}$ – длина выдвигающейся части штока противоопрокидывающего устройства
11	$CD^2 = \left(\frac{W}{2}\right)^2 + (H - H_3')^2$	–
12	$\alpha = \pi - \arctg \frac{2(H - H_3')}{W}$	–
13	$CE^2 = \left(\frac{W}{2}\right)^2 + (H - H_3')^2 + l_{\text{шт}}^2 - 2 \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + (H - H_3')^2} l_{\text{шт}} \cos \left(\pi - \arctg \frac{2(H - H_3')}{W} \right)$	–
14	$CE^2 = \left(\frac{W}{2}\right)^2 + (H - H_3')^2 + l_{\text{шт}}^2 + 2 \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + (H - H_3')^2} l_{\text{шт}} \cos \left(\arctg \frac{2(H - H_3')}{W} \right)$	–

№ формулы	Формула	Примечания
15	$CE = \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + (H - H'_3)^2 + l_{\text{ит}}^2} + 2 \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + (H - H'_3)^2} l_{\text{ит}} \times \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right)$	—
16	$\sin \delta = OF / OE = \frac{h_o}{\sqrt{l_{\text{ит}}^2 + H^2}}$	—
17	$\delta = \arcsin \frac{h_o}{\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H^2}}$	—
18	$\varepsilon = \arccos \frac{CE^2 + OE^2 - OC^2}{2CE OE}$	—
19	$\varepsilon = \arccos \frac{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right) + H^2 - H_3^2}{2 \sqrt{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right)} \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H^2}}$	—
20	$\beta = \arcsin \frac{h_o}{\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H^2}} + \arccos \frac{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right) + H^2 - H_3^2}{2 \sqrt{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right)} \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H^2}}$	—
21	$CA = \sqrt{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right)} \times \left[\arcsin \frac{h_o}{\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H^2}} + \arccos \frac{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right) + H^2 - H_3^2}{2 \sqrt{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right)} \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H^2}} \right]$	—
22	$h = h_o + \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_3^2} - \sqrt{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right)} \times \left[\arcsin \frac{h_o}{\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H^2}} + \arccos \frac{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right) + H^2 - H_3^2}{2 \sqrt{a^2 + l_{\text{ит}}^2 + 2al_{\text{ит}} \cos\left(\arctg \frac{2(H - H'_3)}{W}\right)} \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H^2}} \right]$	—

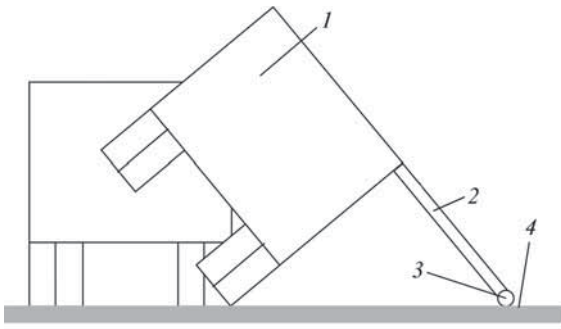


Рис. 2. Устройство для предотвращения опрокидывания автобуса

ной массы m_a автобуса, ускорения g свободного падения и высоты h падения центра масс. При этом очевидно, что для практического применения пригоден лишь один из них – уменьшение высоты h падения центра масс автобуса, так как g равно $9,81 \text{ м/с}^2$, а m_a зависит от вместимости автобуса, т.е. тоже величина, в принципе, постоянная.

Для уменьшения h необходимо специальное противоопрокидывающее устройство, которое уже разработано (пат. № 2423280, РФ) при участии одного из авторов статьи, Б.Ю. Калмыкова.

Принцип действия этого устройства состоит в следующем (рис. 2).

В процессе эксплуатации автобуса 1 текущее значение угла α крена его кузова определяет датчик углового положения. Когда оно станет равным или несколько превысит критическое значение угла косогора, блок управления включает пиропатрон газогенератора. Образующийся газ поступает в пневмоцилиндр, воздействует на поршень, закрепленный на штоке 2 . Шток выталкивается вместе с закрепленным на другом его конце упором 3 . В крайнем положении поршень неподвижно фиксируется с помощью пружинных фиксаторов. И если автобус продолжает увеличивать крен, то шток соприкоснется с опорной поверхностью 4 и опрокидывание не состоится.

Рассмотрим схему опрокидывания автобуса по Правилам № 66 и сравним ее со схемой опрокидывания автобуса, оснащенного противоопрокидывающим устройством. Как видим, отличие заключается лишь в наличии во втором случае двух конструктивных элементов – штока 2 с упором 3 , изменяющих высоту h падения центра масс автобуса. С учетом этого схема опрокидывания по Правилам № 66 ЕЭК ООН для автобусов, оснащенного и не оснащенного противоопрокидывающим устройством, будет выглядеть так, как показано на рис. 3.

Но при изменении контрольного положения автобуса должна, очевидно, измениться и формула для расчета высоты h падения его центра масс. И, чтобы определить, какой она должна быть, воспользуемся рис. 4.

Если на этом рисунке опустить перпендикуляр из точки C (высота h центра масс автобуса в момент касания поверхности штоком противоопрокидывающего устройства) на отрезок AE (опорная поверхность), то легко увидеть, что отрезок CA состоит из двух частей: $AB = h_0$, $BC = R - h$, где R – расстояние между крайней точкой наружного колеса и центром масс автобуса (радиус окружности движения центра масс), определяемый по теореме Пифагора (формула № 6). Отсюда можно записать формулы № 7 и 8. Но треугольник CAE – прямоугольный по построению, поэтому значение CA дает формула № 9. В свою очередь, значение CE можно определить, воспользовавшись треугольником CDE и теоремой косинусов (формула № 10).

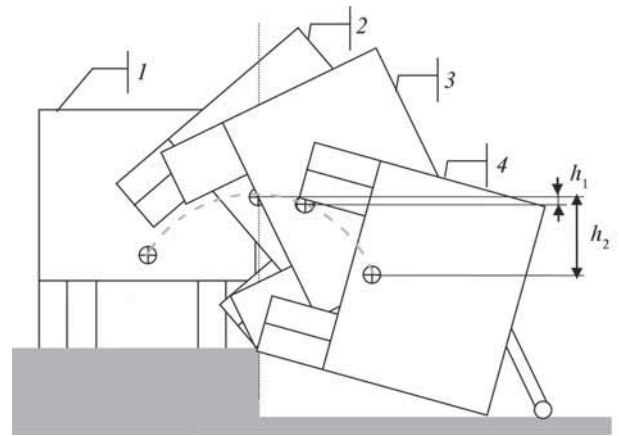


Рис. 3. Определение высоты падения центра масс автобуса для расчета энергии удара по Правилам № 66:

1 – автобус в исходном положении; 2 – положение центра его масс максимально удалено от опорной поверхности колес; 3 – положение автобуса, оснащенного противоопрокидывающим устройством, в момент касания поверхности; 4 – положение автобуса, не оснащенного противоопрокидывающим устройством, в момент касания поверхности; h_1 – высота падения центра масс автобуса, оснащенного противоопрокидывающим устройством; h_2 – высота падения центра масс автобуса, не оснащенного противоопрокидывающим устройством

Значение входящего в эту формулу параметра CD^2 дает формула № 11, а параметра α – формула № 12. Тогда формула для определения стороны CE примет вид формулы № 13, а если ее упростить, применив формулы приведения для тригонометрических функций, – то формулы № 14.

Наконец, если из уравнения № 14 извлечь квадратный корень и отрицательное его значение не принимать во внимание (расстояние не может быть отрицательной величиной), то получим формулу № 15.

Теперь, зная CE обратимся к формуле № 9. В нее, как видим, кроме CE входит и синус угла β , представляющего собой (рис. 5) сумму углов δ и ϵ . Очевидно, что значение $\sin \delta$ дает формула № 16. Следовательно, величину угла δ можно подсчитать по формуле № 7.

Что же касается угла ϵ , то для его определения можно воспользоваться треугольником OCE и теоремой косинусов (формула № 18).

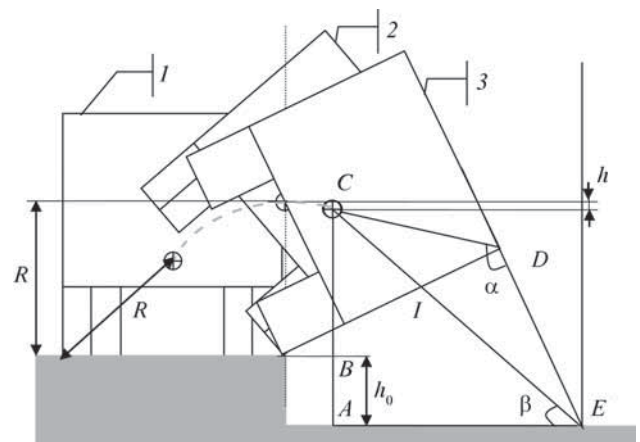


Рис. 4. Схема для определения высоты падения центра масс автобуса

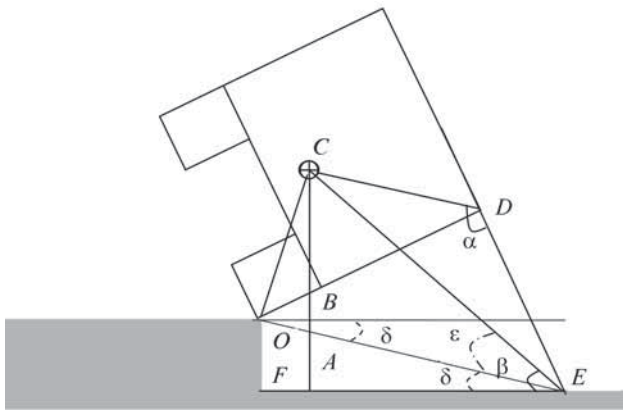


Рис. 5. Схема для определения угла β

Если, далее, обозначить параметр $\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + (H - H')^2}$

через a , получаем формулы № 19 и 20. В итоге формула № 9 приобретает вид формулы № 21. Высоту h падения центра масс автобуса находим по формуле № 22. Полученным значением h можно воспользоваться при расчете энергии E удара по формулам № 1, 2 и 6. Но следует учесть, что при отсутствии противоопрокидывающего устройства длину $l_{шт}$ штока следует принимать равной нулю.

Наличие штока в этом устройстве должно, очевидно, как-то сказаться на энергии удара автобуса. Чтобы определить, как скажется, возьмем автобусы обычной конструкции и те же автобусы, но оснащенные такими устройствами. Причем во втором случае выведем зависимость энергии удара от длины $l_{шт}$ этого штока, для чего воспользуемся техническими характеристиками пяти автобусов (табл. 3).

В результате расчетов получаем рис. 6 и 7, на первом из которых приведены зависимости высоты h падения центра масс этих автобусов от длины $l_{шт}$ штока противоопрокидывающего устройства, а на втором – зависимости потенциальной энергии E удара, выделяемой при их опрокидывании, от той же длины $l_{шт}$.

Эти зависимости неплохо описываются полиномом четвертого порядка. Например, для автобуса ЛиАЗ-5256 таким полиномом является уравнение $y = -177,31x^4 + 523,9x^3 + 8738,2x^2 - 47\,376x + 63663$.

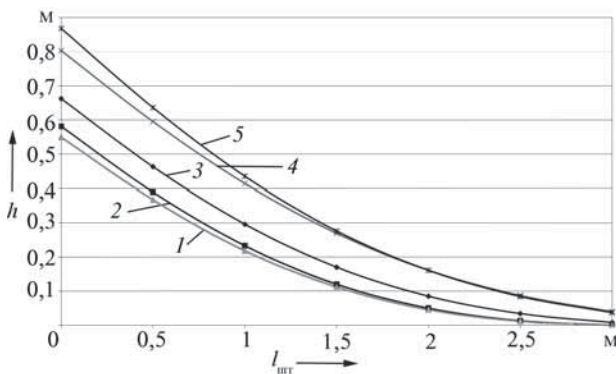


Рис. 6. Зависимости высоты падения центра масс автобусов от длины штока противоопрокидывающего устройства:

1 – ЛиАЗ-5256; 2 – ПАЗ-3205; 3 – КАВЗ-3976; 4 – "Икарус 350.00"; 5 – "Мерседес-Бенц О 302 V"

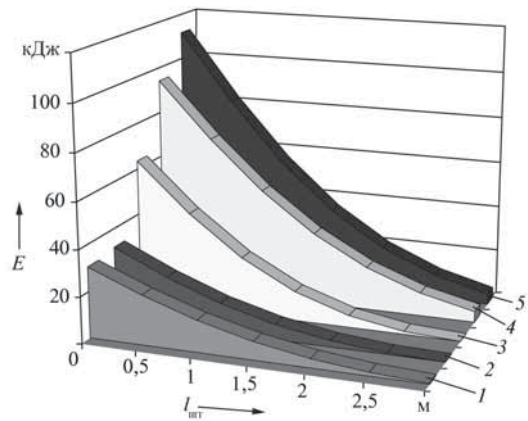


Рис. 7. Зависимости потенциальной энергии удара, выделяемой при опрокидывании автобусов:

1 – КАВЗ-3976; 2 – ПАЗ-3205; 3 – ЛиАЗ-5256; 4 – "Икарус 350.00"; 5 – "Мерседес-Бенц О 302 V"

Найдем для него первую и вторую производные. Это будут следующие полиномы:

$$y' = -709,24x^3 + 1571,7x^2 + 17\,476x - 47\,376 \text{ и } y'' = -2127,72x^2 + 17\,476,4 \text{ соответственно. Тогда, приняв } y' = 0, \text{ получаем: } -709,24x^3 + 1571,7x^2 + 17\,476x - 47\,376 = 0.$$

Используя метод Виетто–Кардано, найдем три действительных корня этого уравнения: $x_1 = -5,129$; $x_2 = 4,351$; $x_3 = 2,994$. В интересующий нас интервал (0...4 м) попадает $x_3 = 2,994$. Учитывая, что $y'(x_3) = 0$, а $y''(x_3) > 0$, то x_3 является точкой локального минимума. Следовательно, теоретически при испытании данного автобуса по Правилам № 66 можно добиться нулевого значения энергии удара. То есть можно создать условия, при которых деформации кузова не будет вообще (этот случай изображен на рис. 8).

Выше упоминалось, что энергия удара при опрокидывании автобуса (при $g = \text{const}$ и $m_a = \text{const}$) зависит от высоты падения его центра масс. Но последняя, в свою очередь, определяется габаритными высотой и шириной автобуса, высотой его центра масс и длиной штока противоопрокидывающего устройства. Это хорошо видно из табл. 4, в которой представлены зависимости потенциальной энергии удара, выделяемой при опрокидывании автобуса ЛиАЗ-5256, от габаритных высоты и ширины, а также от высоты расположения центра масс.

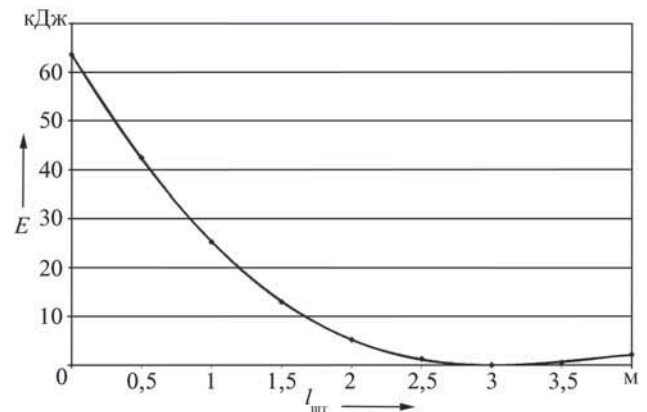


Рис. 8. Зависимость энергии удара при опрокидывании автобуса ЛиАЗ-5256 от длины штока противоопрокидывающего устройства

Таблица 3

Характеристика	Автобус				
	КАв3-3976	ПА3-3205	"Икарус 350.00"	"Мерседес-Бенц О302 V-8"	ЛиА3-5256
Исходные данные					
Высота, м	3,03	2,95	3,37	3,14	3,007
Ширина, м	2,38	2,50	2,50	2,50	2,50
Высота расположения центра масс, м	0,99	0,90	1,20	1,24	0,87
Полная масса, кг	6289	7460	15 926	17 500	15 727
Расчетные значения					
Высота падения центра масс, м:					
не оснащенного противоопрокидывающим устройством ($l_{шт}=0$)	0,662	0,581	0,803	0,868	0,549
оснащенного противоопрокидывающим устройством ($l_{шт}=1,5$ м)	0,170	0,120	0,262	0,276	0,112
оснащенного противоопрокидывающим устройством ($l_{шт}=3,0$ м)	0,0080	0,0004	0,0400	0,0370	0,0001
Энергия удара, Дж:					
не оснащенного противоопрокидывающим устройством ($l_{шт}=0$)	30 612	31 900	94 135	111 745	63 850
оснащенного противоопрокидывающим устройством ($l_{шт}=1,5$ м)	7868	6600	31 536	35 560	12 946
оснащенного противоопрокидывающим устройством ($l_{шт}=3,0$ м)	374	20	4712	4703	15

Таблица 4

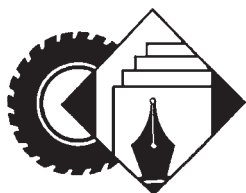
Противоопрокидывающее устройство	Энергия удара, Дж, при высоте автобуса, м				Энергия удара, Дж, при ширине автобуса, м		Энергия удара, Дж, при высоте центра масс автобуса, м		
	2,0	2,5	3,0	3,5	2,0	2,5	0,8	1,3	1,8
Нет	83 927	71 404	63 667	58 423	57 402	51 785	39 838	79 726	128 249
Есть $l_{шт} = 1,5$ м	58 903	69 803	78 116	84 563	135 468	179 563	8 457	29 283	587 440

Как видим, увеличение высоты и ширины автобуса ведет к снижению энергии удара для обычных автобусов и к ее увеличению у автобуса, оснащенного противоопрокидывающим устройством со штоком длиной 1,5 м. Увеличение же высоты расположения центра масс приводит к росту энергии удара в обоих случаях. Однако следует отметить, что для автобусов, оснащенных противоопрокидывающим устройством со штоком длиной 1,5 м, значение энергии удара составляет 20...45 % от энергии удара, выделяемой обычным автобусом.

Вывод: применение устройств, предотвращающих опрокидывание транспортных средств, обосновано для автобусов, высота центра масс которых выше ее средних значений (например, полутора- и двухэтажных).

Литература

1. Постановление Правительства Российской Федерации от 10 сентября 2009 г. № 720 "Об утверждении технического регламента о безопасности колесных транспортных средств" / Российская газета: сетевая версия. 2010. URL: <http://www.rg.ru/2009/09/23/avto-reglament-dok.html> (дата обращения 15.01.2010).
2. ГОСТ Р 41.66–00 (Правила ЕЭК ООН № 66) Единые предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности верхней части конструкции. Введ. 26 мая 1999 г. № 184-ст. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000. – 19 с.
3. Калмыков Б.Ю., Высоцкий И.Ю., Овчинников Н.А. Предложения по оценке прочности конструкции пассажирских транспортных средств / Инженерный Вестник Дона [Электронный ресурс]. Ростов-на-Дону: Ростовское региональное отделение Российской Инженерной Академии, – 2012. – № 2. – 7 с. Шифр Информрегистр: 0421100096. URL: <http://www.ivdon.ru/magazine/latest/n2y2012/765>.



"АВТОСАЛОН-2012"

Говоря об особенностях нынешнего автосалона, нельзя не вспомнить о предыдущей выставке, 2010 года: тогда едва ли не на каждом стенде можно было увидеть гибридный автомобиль — где серийный, где концептуальный. Год 2012-й явных революционных изменений в развитии конструкции автомобиля не выявил, но общая картина несколько изменилась: наряду с гибридными автомобилями в экспозициях многих фирм были представлены "чистые" электромобили.

На первый взгляд, можно было бы сказать, что сбывается мечта фантастов прошлого века... Однако в отличие от них современные специалисты давно научились оценивать полный жизненный цикл автомобиля с точки зрения энергетической эффективности и экологической чистоты, поэтому иллюзий на этот счет не питают. Между тем, судя по некоторым признакам в противовес нефтяному лобби, которым много лет пугали приверженцев альтернативных топлив, "вступают в игру" энергетики, заинтересованные в расширении своего бизнеса, а значит — в увеличении потребления электроэнергии. И автопроизводители оперативно среагировали на это своими инициативными разработками. В числе таких разработок и отечественная "Лада Калина", представленная под двусмысленным именем "ЭлЛада".

Однако обзор хотелось бы начать с другой новинки отечественного автомобилестроения. Это проект "ГАЗель-Нэкт". Базовой моделью семейства по уже установившейся традиции стал бортовой грузовой автомобиль на рамном шасси. В его конструкции сохранено многое от автомобилей прежнего поколения — хорошо себя зарекомендовавшие рама, задние мост и подвеска, трансмиссия, дизель "Камминз".

Но в целом автомобиль действительно новый и новый принципиально. На нем применены реечный рулевой механизм и независимая передняя подвеска — пружинная, на двойных поперечных рычагах. По своей кинематике подвеска аналогична подвеске автомобилей "Соболь", но все ее элементы разработаны заново и соответствуют "газельским" нагрузкам. Притом с запасом: в семействе среди прочих впервые предусмотрена модификация полной массой 5 т. Лицо автомобиля — его кабина — на бортовой версии полностью новая, слегка схожая с прежней лишь стилистически, и заметно крупнее. Изменится и сам принцип построения семейства: если прежде основой для большинства модификаций служил цельнометаллический фургон мод. 2705, то теперь, например, автобус будет иметь полноценный высокий салон и соответствующее лобовое остекление, а от кабины базовой модели используется только капот и оперение. Такой автобус тоже был представлен публике на стенде ГАЗа, а специалисты смогли увидеть еще и микроавтобус "Соболь-Нэкт", кузов которого "выращен" из новой грузовой кабины, как когда-то был создан кузов модификации "Баргузин".

Стенд Ульяновского автозавода выглядел, можно сказать, традиционно: на недостижимую высоту поднят снаряженный для участия в трофи-рейдах представитель семейства 3151, а для "ощупывания" потенциальным потребителям доступен весь модельный ряд семейства УАЗ-3163, включая пикап с двойной кабиной и "колпак" грузового отсека. На сей раз — все в белом цвете. Однако, как оказалось, автомобили эти отличаются от выпускавшихся до сих пор своим салоном. Причем речь не о цветах и фактуре обивки, а о серьезном переосмыслении конструкции, и в первую оче-

редь — всей панели приборов. В последнее время она изготавливалась иранской фирмой из хрупкой и скрипучей пластмассы. Теперь примерно в тех же очертаниях, но на новом качественном уровне нижегородской фирмой "Автокомпонент" выпускается панель из пенополиуретана на металлическом каркасе. Технология — хорошо известная со времен первых "ВАЗов" и "Москвича-2140" и совершенно незаслуженно забытая. Возврат к ней позволил сделать огромную деталь упругой и цельной, а также устранить некоторые недочеты по пассивной безопасности. Кроме собственно панели, пересмотрены конструкции размещенных в ней климатической установки (теперь она собирается из компонентов японского производства) и аудиосистемы.

ВАЗ представил обновленную "Калину", по ряду узлов и кузовных деталей унифицированную с более дорогой "Грантой", но совершенно не похожую на нее внешне за счет оригинальных облицовки радиатора и бамперов. В семействе остались — четчбэк и универсал (седан — ранее и мутировал в ту самую "Гранту"). Дизайн показанных модернизированных "Калин" уже утвержден, но работа над подвеской и рулевым управлением еще продолжается и должна быть завершена к началу серийного производства — весной 2013 г. Помимо упомянутых "Калин" и "Гранты" на стенде были практически полностью представлены остальные семейства "Лад" ("Приора", "Ларгус", "Лада 4x4"), а также спортивные версии и концептуальный кроссовер.

Запорожский автомобилестроительный завод, специализирующийся в последнее время на выпуске производных от конструкций корейского происхождения, показал новую модель, получившую имя "Вида" (в кузо-





вах седан и хетчбэк), которая появилась на российском рынке с июня 2012 г. и оснащается 1,5-литровым бензиновым двигателем мощностью 80 кВт (109 л.с.). Кроме того, была представлена модификация модели "Шанс" с автоматической коробкой передач и 1,4-литровым двигателем (74,3 кВт, или 101 л.с.).

На стенде шведской "Вольво" были размещены довольно интересные разработки, занимающие некое промежуточное положение между гибридом и электромобилем. Это дизельный универсал "V60 Плаг-ин Гибрид" и бензиновый внедорожный "V60 Плаг-ин Гибрид Концепт". Обладая всеми свойствами гибридного автомобиля, эти конструкции имеют увеличенный запас энергии в накопителях, пополнять который можно от внешнего источника (от сети) и использовать в режиме "чистого" электромобиля при пробеге около 50 км. Штатным режимом, разумеется, остался гибридный. В случае же необходимости водитель имеет возможность включить режим максимальной мощности, при котором ДВС выводится из экономичного стационарного режима и тяговые электродвигатели используют все энергетические резервы одновременно. Помимо этих трехрежимных гибридов на стенде фирмы можно было видеть новый спорт-седан "S60 Пол-стар Концепт" и представительский фастбэк "Концепт U".

Главной изюминкой "Форда" стало новое купе "Мустанг GT", оснащенное пятилитровым восьмицилиндровым двигателем 4V Ti-VCT, развивающим мощность 298 кВт (408 л.с.) и крутящий момент 520 Н·м. Автомобиль комплектуется трехрежимным адаптивным рулевым управлением, электронной системой обеспечения курсовой устойчивости, системой мониторинга слепых зон, аварийной системой оповещения, информационно-мультимедийной системой с функцией вызова экстренной помощи и др.

Важнейшая новинка от "Пежо" — большой седан модели 408, который уже собирают на заводе в Калуге и потому он представляет вполне практический интерес для российского потребителя. В техническом же плане



интереснее другие представленные фирмой разработки: гибридные "Пежо 3008 HYbrid4" и "Пежо 508 RXH", футуристичный концепт-кар HX1 и наследница популярных в свое время моделей 205...207 — новая "Пежо-208".

На удивление разнообразной и интересной оказалась экспозиция на стенде фирмы "Рено". Роль флагмана среди современных моделей по праву взял на себя "Дастер", производство которого совсем недавно освоено на московском заводе "Автофрамос". Но даже он рисковал померкнуть на фоне победоносного болида "формулы-1", раллийной "Рено Альпин", спортивной модификации "Мегана", а также автомобиля 1907 г. "Рено НВ". Вспомнив богатое прошлое, неплохо бы заглянуть в будущее, и такая возможность у посетителей была. Его олицетворяли концептуальный кроссовер "Каптур" и два электромобиля — "Зое" и "Твизи". Кстати, электромобили у "Рено" есть не только концептуальные. Например, уже достигнуто соглашение с "Почтой России" об использовании электрических "Кангу" в Москве, Санкт-Петербурге, Казани и Сочи.

Среди автомобилей "Мерседес-Бенц" хотелось бы особо выделить концептуальную разработку "Концепт Стайл Купе". Это яркое футуристичное четырехдверное купе с новым четырехцилиндровым турбированным бензиновым двигателем мощностью 155 кВт (211 л.с.) и полным приводом "4-матик".

Огромный набор моделей не только автомобилей, но и мотоциклов выставила "БМВ-Груп". Пожалуй, наиболее интересными здесь были автомобили семейства "Мини", а среди них — полноприводный "Мини Джон Купер Воркс Кантримэн", оснащенный



1,6-литровым бензиновым двигателем с турбокомпрессором "Твин Скролл". Двигатель развивает мощность 160 кВт (218 л.с.) и крутящий момент 280...300 Н·м и способен разогнать автомобиль до 100 км/ч за 7 с.

"Фольксваген" представил новое поколение легендарного "Жука", а также сразу четыре свежие концептуальные разработки: электрический "Жук" — "Е-Багстер", гибридный внедорожник "Кросс-купе", представительский седан "Фазтон Ролтрон Фрай" и раллийный прототип "Поло R WRC" с 300-сильным (220 кВт) 1,6-литровым прямым впрысковым двигателем. Кроме того, на стенде присутствовал относящийся формально к коммерческим автомобилям пикап "Амарок" с восьмиступенчатой автоматической коробкой передач и новым двухлитровым турбодизелем мощностью 132 кВт (180 л.с.), а также пара микроавтобусов Т5 — кемпер "Калифорния" и люксовый офис на колесах "Мультивэн Хайлайн".

Фирма "Ягуар" подошла к представлению своей продукции оригинально: новинками на "Автосалоне" были заявлены не новые модели автомобилей, а... новые двигатели и новая трансмиссия. Двигатели — бензиновые, 3,0-литровый V6 с механическим нагнетателем и 2,0-литровый рядный четырехцилиндровый с турбонаддувом. Первый будет выпускаться в двух вариантах разной мощности. На автомобиле "Ф-тип" найдет применение модификация, развивающая 279 кВт (380 л.с.) и 460 Н·м, а на моделях XF и XJ — чуть менее мощная — 250 кВт (340 л.с.) и 450 Н·м. Оба двигателя агрегируются с восьмиступенчатой автоматической коробкой передач. Что ка-





сается новой трансмиссии, то речь идет об интеллектуальной системе полного привода с бесступенчатым вариатором, предназначенной для моделей XF и XJ с вышеупомянутым трехлитровым двигателем.

Компания "Ленд Ровер" по традиции показала автомобили всех находящихся в производстве семейств, начиная с "Дефендера". Наиболее интересным здесь оказался обновленный "Фриландер" с новым четырехцилиндровым турбодизелем 2.0 GTDi, развивающим мощность 176 кВт (240 л.с.) и пришедшим на смену 3,2-литровому шестицилиндровому, разработанному в свое время специалистами "Вольво". Новый двигатель агрегирован с шестиступенчатой автоматической коробкой передач.

На стенде "Опеля" наиболее интересной стала, пожалуй, новая "Астра", которую в скором времени планируется изготавливать на заводе "Джи Эм" в Санкт-Петербурге. Автомобиль ком-

плектуется новым дизелем 2.0 Bi Turbo CDTI мощностью 136 кВт (185 л.с.), а также бензиновыми 1,6-литровыми SIDI Ecotec.

На стенде бренда "Шевроле", который уже просто невозможно назвать американским, был представлен довольно широкий спектр техники, как говорится, на любой вкус, стиль жизни и кошелек. Среди "бюджетных" моделей неплохо выглядела наша "Шеви-Нива", оформленная под вездеход для трофи-рейдов, а среди более дорогих вызывал наибольший интерес, пожалуй, новый "Трейл-Блейзер", производство которого запущено в Таиланде. В отличие от многих "коллег", данная модель имеет все основания считаться именно внедорожником благодаря рамной конструкции и "правильной" трансмиссии, в которой имеется двухступенчатая раздаточная коробка без межосевого дифференциала, а передний мост – подключаемый (все почти как как на УАЗ-469, если не учитывать шестиступенчатую автоматическую коробку передач). Двигателей предусмотрено два: 3,6-литровый бензиновый мощностью 171 кВт (233 л.с.) и 2,8-литровый дизель мощностью 123 кВт (180 л.с.). Последний может комплектоваться пятиступенчатой механической коробкой передач вместо автомата.

Возвращаясь к бюджетным моделям, нельзя не упомянуть "Шевроле Кобальт", разработанный в Бразилии на платформе "Авео". Теперь его производство для российского рынка организовано на заводе "Уз-Дэу", причем с 1,5-литровым двигателем "местного производства" от модели "Нексия". В российском ассортименте "Шевроле" модель "Кобальт" заменит собой "Шевроле Лачетти".

Компания "Мазда" представила на ММАС-2012 новую "Мазда 6" ("Атенца") – четырехдверный седан довольно агрессивного дизайна с бензиновыми 2,0-литровым и 2,5-литровым двигателями, агрегированными с шестиступенчатой автоматической либо механической (только для двигателя 2,0) коробками передач. Одна из особенностей модели – система рекуперации: подобно гибридам, в режиме "торможения двигателем" генератор преобразует лишнюю кинетическую энергию в электрическую, которая поступает в емкостной(!) накопитель и затем используется для подзарядки штатной аккумуляторной батареи.

Несколько особняком в автомобильном мире существуют и развиваются автомобили "Субару". Благодаря своей специфической и весьма удачной компоновке они давно "ушли в отрыв", а теперь успешно и без суеты эволюционируют. Что в очередной раз

показал и "Московский международный автосалон-2012". Кроссовер "Форестер tS", обновленные "Легаси" и "Аутбек" образца 2013 г., спортивное заднеприводное купе "Субару BRZ" – все с новым горизонтально-оппозитным двигателем "Субару Боксер" (2,5 л, турбонаддув).

"Судзуки" представила на "Автосалоне-2012" обновленный внедорожник "Гранд Витара", у которого, впрочем изменены лишь бампер, облицовка радиатора и отделка салона. Кроме того, перед российской публикой впервые предстали обновленные "Сплэш" и "Джимини". Не обошлось и без концептуальных разработок – G70 и "Свифт Рейндж Экстендер". Большой интерес вызвали вездеходы и мотоциклы "Судзуки".

"Ниссан" продемонстрировал на своем стенде весьма представительную коллекцию выпускаемых моделей: "Патрол", "Пасфайндер", "Навара", "ЭксТрейл", Мурано", "Кашкай", "Тена", "Тида", "Ноут", GT-R... Но для россиян в практическом смысле наибольший интерес вызвала скромная "Альмера", выпускать которую будут на мощностях "АвтоВАЗа". В качестве особенностей модели упоминаются "беспрецедентно просторный салон для пятирель взрослых пассажиров и вместительный багажник" при относительно невысокой цене, а также "адаптация к российскому климату и дорожным условиям" (увеличенный дорожный просвет, защита двигателя, использование специальной "антикоррозийной" технологии хромирования и др.)

Под престижной маркой "Инфинити" был показан новый семиместный кроссовер JX35 с 3,5-литровым рядным шестицилиндровым двигателем DOHC V6 и вариатором (на платформе "Ниссан Мурано").

Стенд "Хёндэ" занимал целиком один из залов и производил впечатление как своим таинственным оформлением, так и насыщенностью. Из показанной гаммы автомобилей хотелось бы выделить представительский седан "Экуус" и два новых универсала – i30 и 2i40, а также новый "Санта Фе". Последний несколько увеличился в размерах по сравнению с предшественником и комплектуется для российского рынка бензиновым 2,4-литровым двигателем либо 2,2-литровым турбодизелем. Дизельный вариант может быть как полноприводным, так и переднеприводным, а бензиновый – только полноприводным. Основной привод – передний, а задний – подключаемый посредством электрогидравлической муфты. На платформе нового "Санта Фе" создан и новый кроссовер "Сорренто" для фирмы-сателлита – "Киа".

(Окончание на стр. 40)

Указатель статей, опубликованных в 2012 году

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА	№
Гоц А.Н. — Современные учебники и учебные пособия — основа успешной подготовки кадров для автомобильной и тракторной промышленности в условиях модернизации системы образования	3
Грибанич В.М. — Сущность и роль инноваций в современной экономике	4
Грибанич В.М. — Организационные формы разработки и освоения инноваций	10
Грузинов В.П., Астафьева И.А. — Эффективность управления промышленными предприятиями: теоретический аспект	8
Грузинов В.П., Астафьева И.А. — Методика оценки эффективности управления компанией с учетом реализации интересов участников корпоративных отношений	11
Дрыночкин А.В., Пасхина А.В. — Информационные технологии при интеграции промышленной и торговой политики производителей автокомпонентов	10
Дякин Б.Г., Аленина Е.Э., Пасхина А.В. — Отраслевой аспект развития рынка отечественных автокомпонентов	11
Иванов Ю.И. — Кризис на предприятии и работа менеджмента по выходу из него	1
Касьянов С.В., Горельшева М.М. — К вопросу о создании отраслевой системы показателей результативности и эффективности предприятий-поставщиков	4
Катанаяв Н.Т. — Российская автомобильная промышленность в различных фазах промышленного цикла	7
Комаров В.В. — Технические и правовые аспекты разработки международных документов, устанавливающих требования по безопасности колесных транспортных средств	2
Мураткин Г.В. — Рециклинг — инструмент повышения эффективности использования автомобилей	12
Николаенко А.В., Балабин И.В. — Возможен ли "президентский" автомобиль российского производства?	10
Петрова М.А. — Регулирование автомобильной промышленности в условиях мировых экономических кризисов XX—XXI вв.	2
Пивоваров В.И., Чулкова О.О. — Методы оценки человеческого капитала: история и современность	9
Платко А.Ю., Лыков Д.А. — Анализ текущего положения автомобильной промышленности и перспективы ее инновационного развития	1
Платко А.Ю., Красс М.С., Статников Р.Б. — Направление стратегического развития предприятий автомобильной отрасли и механизмы поиска оптимальных проектных решений	9
Фасхиев Х.А. — Автомобилестроительная отрасль России после вступления в ВТО	7
Филякин Ю.П., Чулкова О.О. — Теоретические аспекты инвестирования в человеческий капитал и его эффективность	5
Халилов Н.Р., Касьянов С.В. — Залог развития производителей автокомпонентов — в сотрудничестве с региональными вузами	6
Цыбульская Е.В. — Бенчмаркинг как форма организации инновационного развития предприятия	3
Чайков М.Ю., Чайкова А.М. — Создание благоприятной среды для сотрудников фирмы — важнейший фактор повышения ее конкурентоспособности	4
Чайков М.Ю., Чайкова А.М. — Создание благоприятной среды для сотрудников фирмы — важнейший фактор повышения ее конкурентоспособности	5
Чулкова О.О. — О понятии "организационная культура" и ее составляющих	6
Чулкова О.О. — Профессия "инженер" в рейтингах на рынке труда и заработной платы	8
Шаряя Э.Г. — Конкурентоспособность как метод развития производства автокомпонентов в России	12
Швеёва Е.И. — Многофакторный подход к формированию оплаты труда ремонтного персонала на предприятии массового производства	5
АСМ-факты	1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 11, 12

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	№
Аджиманбетов С.Б. — Электростартерный пуск ДВС и устройства его облегчения	10
Александров И.К., Раков В.А., Щербакова А.А. — Перспективы развития АТС с электроприводом	1
Апелинский Д.В., Яхутль Д.Р., Шендеровский И.М. — Математические модели рабочего цикла ДВС с искровым зажиганием и их численная реализация	№ 1
Баженов С.П., Дмитриев С.А. — Инерционная гидродифференциальная автоматическая передача для городского автобуса	2
Балабин И.В., Чабунин И.С. — К вопросу экспериментального исследования и аналитического описания эпюры контактного взаимодействия шины и обода автомобильного колеса с пятиградусными посадочными полками	2
Балабин И.В., Надеждин В.С. — Активное управление углами наклона плоскости качения управляемых колес и нагруженность несущих элементов передней оси грузового автомобиля	6
Балабин И.В., Богданов В.В. — Безопасность автомобиля: дуализм современных интеллектуальных систем требует новых классификаций	9
Балакина Е.В., Зотов Н.М. — Нужно ли учитывать крен и дифферент кузова при оценке устойчивости движения АТС при торможении?	2
Балакина Е.В., Козлов Ю.Н. — Наклон колеса в поперечной вертикальной плоскости и его влияние на увод автомобиля	8
Белоусов Б.Н. — О проблеме создания наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами	1
Белоусов Б.Н. — Комплексная математическая модель как основа создания ТТС будущего	8
Беляев Е.А., Панкин А.С. — Автоматизированное сцепление с торообразными объемными камерами	9
Благодаров А.А., Юркевич А.В., Солдаткин В.А. — Механическая бесступенчатая передача для трансмиссии городского АТС с рекуперацией энергии при торможении	1
Бутин К.В. — Прогнозирование надежности агрегатов автомобилей по вибрационным показателям	4
Герашенко В.В., Лобых В.П., Рогожин В.Д., Метто А.А. — Усовершенствованный регулятор тормозных сил	6
Глаголев С.Н., Севрюгина Н.С. — Эффективность функционирования системы "владелец—автомобиль—сервис" как результат выбора ее акцентруемой компоненты	6
Гольмаков В.С., Никишин В.Н., Леонов С.М., Сосновский А.П. — Угловые колебания привода ТНВД новых форсированных дизелей КамАЗ	1
Гусаров В.В., Газалиев С.В. — Анализ уравновешенности двигателя типа VR5	6
Денисов В.П., Максимов В.В. — Система регулирования температуры ДВС	3
Дударева Н.Ю. — Поршневое кольцо для ДВС, выполненное из алюминиевого сплава	3
Дыгало В.Г., Котов В.В., Ревин А.А. — Оценка адекватности при моделировании тормозной динамики автомобиля с АБС	12
Ерохин В.В. — Влияние антифрикционных покрытий деталей поршневой группы ДВС на его надежность	1
Жаров А.В., Павлов А.А., Лебедев А.Е. — Установка для выработки тепловой и электрической энергии на борту АТС	10
Иванов Е.П. — Двигатель с кольцевым цилиндром	11
Калыгина А.В., Салахова Р.Р., Шайхразиев Ф.М. — Динамические характеристики гидропривода двухконтурной системы рулевого управления	4
Клюкин П.Н., Нгуен Куанг Тхиеу, Марков В.В. — Автомобильный вентильно-индукторный стартер-генератор	5
Козлов В.И. — Вычисление моментов инерции полушара относительно произвольной оси	11
Копотилов В.И. — О комплексных показателях топливно-энергетической эффективности автомобиля	5, 6, 7
Кореновский В.В., Сильвестров Э.Е., Умнов Н.В. — Синтез рулевых шестизвенных механизмов	5

Костюков А.В., Макаров А.Р., Пустынцев М.Е., Каменный А.В. — Двигатель, работающий с самовоспламенением гомогенной смеси от сжатия (НССИ-процесс)	6
Кристалный С.Р., Попов Н.В., Фомичев В.А. — Проблемы функционирования АБС на автомобилях, оснащенных шипованными шинами	8
Кропп А.Е. — Система автоматического регулирования автомобильной трансмиссии	2
Кропп А.Е. — Устройство для экономии топлива при движении автомобиля в городском цикле	6
Кузнецова Н.А., Тетюшев А.А., Шандыбина И.М. — Расчет податливости измерителя крутящего момента	3
Кузнецова Н.А., Тетюшев А.А., Шандыбина И.М. — Принципы построения динамических моделей планетарных передач	11
Кукис В.С., Харенко И.А. — Особенности рабочего процесса дизеля с пневматическим распылением топлива	4
Ларкин С.Е., Сальников С.П. — Адаптивная система головных фар АТС	7
Мазур В.В., Гайлиш А.В., Енаев А.А. — Автомобильные колеса с безвоздушными шинами	7
Макушин А.А. — Аналитические исследования влияния конструкции ГРМ на показатели ДВС	3
Мамаев А.Н., Абузко В.И. — Качение эластичного колеса по двум жестким барабанам	10
Меделец Н.А. — Проблемы поиска новых стилистических решений в отечественном автомобилестроении	10
Набатников Ю.Ф. — Повышение ресурса соединений деталей машин с зазором	4
Наркевич Э.И. — Преобразование энергии автомобилем	4
Овсянников Е.М., Клюкин П.Н. — Стартер-генераторные устройства для автомобильных ДВС	9
Патрахальцев Н.Н., Страшнов С.В., Мельник И.С., Корнев Б.А. — Изменение числа работающих цилиндров — вариант повышения экономичности его режимов малых нагрузок	2
Подозоров А.В., Ляшенко М.В., Прытков В.Н. — Полуактивная система поддрессирования АТС и плавность его хода	7
Подригало М.А., Назаров В.И. — Распределение тормозных сил между осями современного АТС, учитывающее фазы процесса его торможения	7
Рассоха В.И., Исайчев В.Т. — Еще одно устройство для временного повышения проходимости автомобиля	9
Россихин К.Г., Селифонов В.В. — Особенности конструкции бронированных автомобилей	9
Румянцев В.В., Ахметшин Е.А., Кузьмин И.А. — Результаты расчета охладителя надувочного воздуха ДВС по теплогидравлическому циклу	12
Салахова Р.Р. — Моделирование гидроусилителя рулевого управления автомобиля КамАЗ	12
Скрипко Л.А. — Перспективы гибридных АТС	2
Скрипко Л.А. — Некоторые результаты моделирования гибридных автомобилей	7
Скрипко Л.А. — Электромобиль "ГАЗель" на московском маршруте	10
Сокоиков В.К., Строков П.И. — Роторный электрогидродинамический двигатель для транспортных средств	4
Тольский В.Е., Конев А.Д. — Факторы, влияющие на образование структурного шума автомобильного дизеля	5
Фасхиев Х.А., Павленко П.Д. — Типовая модель нагружения стропильных самосвалов	11
Федотов А.И., Власов В.Г., Кривцов С.Н. — Расчет скоростных потерь в шинах автомобиля в условиях эксплуатации	9
Филатов М.И., Трунов В.В. — Теоретическое обоснование необходимости регулирования температурного режима работы двигателя	5
Чмиль В.П., Чмиль Ю.В. — Гибридные силовые установки как инструмент повышения экономичности и экологичности АТС	3
Чмиль В.П., Чмиль Ю.В. — Проблемы водородной энергетики и перспективы ее использования в мобильных машинах	5
Чмиль В.П., Чмиль Ю.В. — Система рекуперации кинетической энергии автомобиля КамАЗ	8
Шатров М.Г., Мальчук В.И., Дунин А.Ю., Езжев А.А. — Способ совместной подачи растительных масел и дизельного топлива	5

Шутов А.И., Новописный Е.А. — Эффективность энергопоглощающего элемента бампера легкового автомобиля	7
Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. — Снижение динамической нагруженности трансмиссии автомобиля-тягача путем перестройки ее кинематической схемы	3
Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. — Динамика трансмиссии полноприводного автомобиля с новой раздаточной коробкой	11
Яковлев П.В. — Об эффективности новой раздаточной коробки автомобилей-тягачей	12
ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС	
Антропов Б.С., Бодров В.А., Басалов И.С. — Диагностирование ДВС по расходу масла	1
Биколов Р.А., Швейв А.И., Астащенко В.И., Швейва Т.В., Швейв И.А. — Исследование рабочего элемента толкателя клапана ДВС после эксплуатации	6
Василевский А.В. — Ультразвуковая кавитационная обработка дизельного топлива как способ улучшения пусковых качеств дизеля	1
Грановский В.А., Лагерной Е.А., Одинцов А.Е. — Проблемы перевозок опасных грузов	4
Гумилёв В.Ю., Картуков А.Г., Лебедев Т.Н. — Особенности эксплуатации электрооборудования автомобилей в условиях боевых действий	3
Гумилёв В.Ю., Картуков А.Г., Лебедев Т.Н. — Ремонт аккумуляторных батарей с общей крышкой	12
Данилов А.М., Шевченко Е.Б. — Присадки, улучшающие эксплуатационные свойства топлив	10
Дубовик Е.А. — Расчетное определение срока службы восстановленных моторных масел	11
Дубовик Е.А. — Расчет стенда технической диагностики тормозной системы автомобиля КамАЗ	12
Зенкин А.С., Химичева А.И., Иванов В.П., Шпара М.В. — Информационная подготовка ремонтного производства АТС	8
Клементьев А.С. — Контрольные расходы топлива двигателя автомобиля "Иж-27156", работающего на бензине и компримированном природном газе	2
Кобзев А.А., Володохин А.И. — Этапы диагностирования и ремонта автоматической коробки передач	4
Комаров В.В., Гараган С.А. — О понятии "интеллектуальная транспортная система"	5
Комаров В.В., Гараган С.А. — О системах автоматической идентификации факта аварии АТС	7
Корпач А.А., Левковский А.А. — Метилловый эфир рапсового масла как топливо для автотракторных дизелей	9
Кущенко С.В., Шутов А.И., Воля П.А., Загородний Н.А. — Решение проблемы дефицита парковочных мест в городе	6
Лебедев Т.Н., Картуков А.Г., Гумилёв В.Ю. — Три варианта источников питания автомобилей "Урал-4320-31"	5
Лиханов В.А., Чупраков А.И., Зонов А.В., Шаромов И.М. — Этанолотопливная эмульсия и ее влияние на характеристики дизеля Д-240	3
Марков В.А., Девянин С.Н., Шумовский В.А. — Кукурузное масло как экологическая добавка к нефтяным топливам	2
Мурамович В.Г., Анисимов П.Ф., Туев С.В. — Молекулярный модификатор топлива как инструмент улучшения экономических и экологических показателей ДВС	4
Мурамович В.Г., Анисимов П.Ф., Туев С.В. — Молекулярные модификаторы моторного топлива и ресурс ДВС	7
Натарзан В.М., Щурова О.Л. — Безразборный способ оценки дисбаланса дизеля	6
Нгуен Дык Тхань — ДМ-метод и алгоритм выявления типичных ситуаций (шаблонов) в гарантийных данных производителей автомобильной техники	10
Овсянников Е.М., Аббасов Э.М. — О гелиоустановках для автотранспорта	8
Острцов А.В., Воронин В.В. — Пути повышения опорной проходимости неполноприводных грузовых автомобилей	8
Павлишин С.Г. — Оценка соответствия региональной дилерской сети при формировании фирменной системы технического обслуживания и ремонта АТС	1
Павлишин С.Г., Бянкин А.А., Павлишин Д.С. — Сравнение фирменных систем технического обслуживания и ремонта	

АТС производителей Японии, Южной Кореи, Китая и России, реализуемых в Дальневосточном федеральном округе	8	Калмыков Б.Ю., Овчинников Н.А., Высоцкий И.Ю. — Определение высоты опрокидывания автобуса при оценке прочности конструкции его кузова	10
Рынкевич С.А. — Комплексная идентификация технического состояния ГМП	9	Калмыков Б.Ю., Овчинников Н.А., Высоцкий И.Ю. — Определение энергии удара при опрокидывании автобуса	12
Сандуляк А.В., Сандуляк А.А., Ершова В.А., Свистунов В.И., Сандуляк Д.А. — Прямая фотометрия "концентратов" ферропримесей бензина, выделенных при магнитоконтроле	1	Комаров Ю.Я., Лемешкин А.В., Сильченко Д.Д. — Компьютерные программы — инструмент оценки прочности деталей передней части автомобиля	12
Сарбаев В.И., Разговоров К.И. — Обучение персонала в системе автотехобслуживания	9	Лапин В.В., Филимонов В.И., Филимонов С.В. — Силовые факторы, действующие при формовке в роликах профилей для автомобилестроения	11
Стенин Д.В., Стенина Н.А. — Загруженность карьерных самосвалов и тепловое состояние редукторов их мотор-колес	10	Лукьянов К.Ю. — Способ снижения волнистости поверхностей прецизионных деталей при врезном шлифовании прерывистыми кругами	1
Судакова В.А. — Компьютерное диагностирование зубчатых и фрикционных элементов трансмиссий АТС в движении	11	Маров В.И., Сафронов П.В. — Программно-аппаратный комплекс для исследования неравномерности частоты вращения коленчатого вала ДВС	2
Тольский В.Е. — Нормирование структурного шума автомобиля	2	Москвитин Г.В., Архипов В.Е., Пугачев М.С., Широкова Н.В. — Восстановление и упрочнение деталей газодинамической обработкой	7
Усова С.В. — Диагностирование несущей способности гидроцилиндров дорожных и строительных машин	5	Носков А.С., Королев А.В. — Молекулярно-кинетический перенос углерода в поверхностные слои детали при ультразвуковом выглаживании	7
Шакирова Д.Ю. — Клиентоориентированность как одно из направлений создания конкурентоспособного сервиса	7	Острцов А.В., Рыжов М.А. — Результаты экспериментальных исследований опорной проходимости полноприводных легковых автомобилей УАЗ-31514 и УАЗ-21214	4
Шурин К.В., Зубаков В.А. — Повышение уровня пассивной безопасности автомобиля при его наезде на пешехода или двухколесное транспортное средство	3	Прохоров А.В. — Инновационные технологии высокопроизводительной обработки корпусных деталей	5
ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ И МАТЕРИАЛЫ		Рон Э.В., Валягин Е.В. — Сравнение численных и экспериментальных методов исследований аэродинамики автомобиля	1
Алешин С.В., Апельсинский Д.В., Олисевиц О.В. — Влияние ЭБУ на характеристики ДВС при переходе от "Евро-3" к "Евро-4"	4	Типалин С.А., Плотников А.А. — Влияние клеевого соединительного слоя на процесс вытяжки листового многослойного материала	6
Алиев А.А. — Повышение функциональных характеристик электрооборудования транспортных средств	3	Тюрин А.Н., Тюрин Н.А. — Ультразвуковой способ релаксации остаточных напряжений в шейках коленчатого вала	10
Арзамасов В.Б., Смирнова Э.Е., Строев А.А., Рябчик Т.А. — О технологии получения чистых металлов методом жидкофазного карботермического восстановления	9	Украженко К.А., Волков А.Н., Королев Р.О. — Расточная гильза для обработки гильзы блока цилиндров	7
Бавыкин О.Б., Вячеслава О.Ф. — Комплексная оценка качества поверхности и эксплуатационных свойств изделий из наноматериалов	3	Ходес И.В., Сюньков В.В., Шелухин С.В. — Стенд и методика оценки внешней характеристики двигателя АТС на основе частичных его характеристик	10
Басюк Т.С., Поседко В.Н., Федоренко И.Н., Бузинов В.Г., Шибаев О.В. — Технология изготовления кованных поршней	4	Швеёв А.И., Касьянов С.В., Сафаров Д.Т., Швеёва Т.В. — Исследование изнашивания деталей ГРМ дизеля	2
Бутин К.В., Касьянов С.В., Шибаев В.Г. — Снятие вибродиагностических показателей сопряжений — метод повышения качества агрегатов АТС на стадии испытаний	2	Щедрин А.В., Бекаев А.А., Скоромнов В.Н., Ульянов В.В., Кембу Г.С., Козлов А.Ю. — Рациональная область применения эффекта Баушингера в комбинированных методах волочения	6
Бутин К.В. — Вибрационный метод контроля показателей сопряжений агрегатов автомобиля	6	Шеховцов К.В., Победин А.В., Ляшенко М.В., Шеховцов В.В. — Стенд для испытаний виброизоляторов	9
Воробьев В.М. — Штамповка легкосплавных дисков колес самолетов и наземных транспортных средств	5	ИНФОРМАЦИЯ	
Герашенко В.В., Трофименко И.Л., Вепринцев Н.В., Куклин В.С. — Цифровой измеритель тормозного пути для инерционных тормозных стендов	11	Балабин И.В. — Люди и автобусы ОАО "Волжанин"	1
Гусаков С.В., Марков В.А., Мяхричев Д.В. — Испытательный цикл NEDC и его соответствие современным условиям эксплуатации автомобилей с бензиновым ДВС	9	Дякин Б.Г., Аленина Е.Э., Зюлина В.В. — Современные тенденции и состояние российского рынка автокомпонентов	5
Долгов К.О., Косов О.Д., Победин А.В., Соколов-Добрев Н.С., Долотов А.А. — О возможности выделения шума КПП из общего спектра	6	Ившин К.С., Романов А.Р. — Мотоциклы "Иж"	10
Дякин Б.Г., Аленина Е.Э., Тришкин А.Г. — Проблемы технологической оснащенности подшипниковой подотрасли и пути их решения	8	Ившин К.С., Романов А.Р. — Автомобили "Иж"	11
Дьяков И.Ф. — Использование нейронной технологии при моделировании работоспособности АТС	8	Москвин Р.К. — "Автосалон-2012"	12
Жуковский С.С. — Новые литейные технологии для изготовления деталей автомобилей	3	Павлишин С.Г. — К вопросу расчета пропускной способности оператора технического осмотра	4
Зиганшин Э.Ш. — Программируемые логические контроллеры — средство интеграции АСУТП и ИСУ предприятия	5	ЗА РУБЕЖОМ	
Ионов В.М., Макаренко С.А. — Транспортный центр в современной логистической системе	4	Петухов В.С. — Автомобильная промышленность Южной Кореи	8
Кадымов В.А., Соловьев Г.Х., Михайлова И.А. — Об одном приложении теории течения в тонком пластическом слое к процессам штамповки тонкостенных деталей	8	Коротко о разном	1, 2, 3, 4, 5, 6, 9, 10, 11, 12

"СаньЙон" показал на своем стенде три новых автомобиля. Во-первых, это обновленный "Рекстоун" с измененными бамперами, облицовкой радиатора и оптическими приборами, приборной панелью и отделкой салона. Для отечественного потребителя автомобиль интересен еще и тем, что выпуск его налажен на одном из заводов фирмы "Соллерс" (на Дальнем Востоке). Во-вторых, представительский седан "Чайрмен" с рядным шестилитровым двигателем от "Мерседеса", и, наконец, в-третьих, — концептуальный компактный кроссовер "СаньЙон XIV".

Впервые на российской земле, да и вообще за пределами родины заявила о себе тайваньская фирма "Лаксджин", имеющая большие планы именно на наш рынок. Начать продажи планируется с 2,2-литрового кроссовера "Лаксджин-7 SUV". В дальней-

шем к нему присоединятся седан "Лаксджин-5" и минивэн "Лаксджин-7 МРВ" (на платформе того же кроссовера).

Китайские автопроизводители на "Автосалоне-2012" были представлены, возможно и не так шикарно, как тайваньский дебютант, но весьма достойно. Причем, хотя число брендов в самом Китае на сегодняшний день и огромно, круг "пришедших" в Россию весьма ограничен (ФАВ, "Джили", "Лифан", "Фотон"). И это только к лучшему. Сами автомобили пока не блещут революционными техническими решениями, они как правило имеют своими прототипами популярные вчера модели именитых фирм, но и это, скорее, положительная черта, ведь именно простые и надежные недорогие автомобили наиболее востребованы рынком, именно в этой нише разумнее всего завоевывать свои позиции "начинающим". Конечно, рассуж-

дать о надежности и удобстве обслуживания на выставке — бессмысленно, это покажет время. Но при всех достоинствах, о которых говорят дилеры и изготовители, все китайские автомобили сегодня имеют одно общее отрицательное свойство, очевидное даже на стенде "Автосалона": это кошмарные едкие испарения, которые источают отделочные материалы салонов. И промолчать об этом было бы просто непорочно.

Между тем ассортимент предлагаемых китайских моделей действительно широк: хэтчбэк ФАВ-V2, седаны ФАВ-V5 и "ФАВ-Олей", компактный ФАВ-S80, бизнес-седан "Бестурн-V70", лимузин ФАВ-C131, пятидверный "Джили-SC5", кроссовер "Джили-GX7", концептуальные седаны "Лифан Бриз-II" и "Лифан-720", рамный пикап "Фотон Тунланд" и др.

Р.К. Москвин

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Мураткин Г.В. — Рециклинг — инструмент повышения эффективности использования автомобилей	1
Шарян Э.Г. — Конкурентоспособность как метод развития производства автокомпонентов в России	6
АСМ-факты	8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Румянцев В.В., Ахметшин Е.А., Кузьмин И.А. — Результаты расчета охладителя наддувочного воздуха ДВС по теплогидравлическому методу	10
Яковлев П.В. — Об эффективности новой раздаточной коробки автомобилей-тягачей	12
Дыгало В.Г., Котов В.В., Ревин А.А. — Оценка адекватности при моделировании тормозной динамики автомобиля с АБС	16
Салахова Р.Р. — Моделирование гидроусилителя рулевого управления автомобиля КамАЗ	19

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Гумилев В.Ю., Картуков А.Г., Лебедев Т.Н. — Ремонт аккумуляторных батарей с общей крышкой	22
Дубовик Е.А. — Расчет стенда технической диагностики тормозной системы автомобиля КамАЗ	23

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Комаров Ю.Я., Лемешкин А.В., Сильченков Д.Д. — Компьютерные программы — инструмент оценки прочности деталей передней части автомобиля	26
Калмыков Б.Ю., Овчинников Н.А., Высоцкий И.Ю. — Определение энергии удара при опрокидывании автобуса	28

ИНФОРМАЦИЯ

Москвин Р.К. — "Автосалон-2012"	34
Указатель статей, опубликованных в 2012 году	37

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, М.А. Григорьев, А.С. Ковриин, Р.В. Козырев, С.М. Круглов, Ю.А. Купеев, Г.И. Мамити, В.А. Марков, А.В. Николаенко, Э.Н. Никульников, В.И. Пашков, В.А. Сеин, Н.Т. Сорокин, А.И. Титков, В.Н. Филимонов

Белорусский региональный редакционный совет:

М.С. Высоцкий (председатель),
В.Б. Альгин (зам. председателя), А.Н. Егоров,
Ан.М. Захарик, Г.М. Кухаренок, П.Л. Мариев,
Ю.И. Николаев, И.С. Сазонов, С.В. Харитончик

Технический редактор *Андреева Т.И.*

Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*

Сдано в набор 02.10.2012. Подписано в печать 22.11.2012.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,78.

Отпечатано в ООО "Белый ветер".

115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98

E-mail: avtprom@aport.ru, avtoprom@mashin.ru

www.mashin.ru www.avtomashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство ПН № 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.