ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 2 • февраль • 2007

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115.007

Квалификация и стабильность кадров предприятия — основа высокого качества его продукции

В.В. БАБИЦКАЯ, Н.М. СТАНКЕВИЧ

МАЗ

Минский автозавод сегодня — один из признанных мировых производителей большегрузной автомобильной техники: она работает в десятках стран ближнего и дальнего зарубежья. И дело не только в создании и постановке на производство изделий, отвечающих современным требованиям, или в технологиях и оборудовании. Не меньшую, а может быть, даже бóльшую роль здесь играют высокие квалификация и стабильность заводских кадров. А они — результат большой работы постоянно действующей, много лет существующей и развивающейся на МАЗе системы подготовки и повышения квалификации рабочих, специалистов и служащих.

Данная система решает несколько главных задач: обеспечивает заполнение освободившихся и созданных заново рабочих мест во всех подразделениях завода; осуществляет упреждающее обучение рабочих и специалистов новым направлениям развития техники и технологий; переобучает высвобождаемых работников и др. Причем решает на основе опробированного многолетней практикой и хорошо зарекомендовавшего себя стандарта предприятия "СТП МАЗ 9101.4.18.00—99. Система качества. Подготовка кадров", который устанавливает и жестко регламентирует порядок планирования, организации, проведения подготовки и повышения квалификации заводских кадров.

Так, стандарт предусматривает, что базовым документом при планировании работы с кадрами является план развития предприятия. Исходя из него и, прежде всего, вытекающих отсюда задач, связанных с внедрением новых оборудования и технологий, структурные подразделения (их руководители, специалисты, профсоюзные организации) определяют контингент и разрабатывают рабочие планы обучения своих работников. В том числе и с учетом необходимости создания резерва высококвалифицированных рабочих и специалистов. Эти планы не позже 31 декабря текущего года поступают в кадровую службу завода, которая обобщает, корректирует в соответствии с интересами всего предприятия и составляет проект сводного годового плана подготовки и повышения квалификации персонала. Данный проект согласовывается с техническим директором, директором по кадрам, утверждается генеральным директором и не позже 31 января рассылается руководителям подразделений. То есть становится документом, обязательным для исполнителей.

Контроль за выполнением рабочих планов и учет обучаемых по всем видам обучения осуществляют руководители подразделений и организаторы профессионального обучения в цехах.

Такова в общих чертах схема, закрепленная в стандарте предприятия. Она, как видим, действительно представляет собой цельную систему. Но у нее есть и более конкретные моменты, которые можно назвать узловыми.

Первый из них по значимости — подготовка рабочих (первичное профессиональное обучение). Реализуется она двумя способами — на курсах при отделе подготовки кадров или непосредственно в цехах по курсовой (групповой) и по индивидуальной формам обучения и состоит из теоретической и практической частей. Теоретическая часть, в свою очередь, изучается по типовым или специально разработанным программам и учебным планам, а практическая — непосредственно на рабочих местах под руководством инструкторов производственного обучения с оформлением соответствующего договора. Численный состав групп

(от 10 до 30 человек) зависит от сложности профессии и потребностей производства. Если такая численность по тем или иным причинам не собирается, обучение ведется индивидуально: теоретический курс рабочий изучает самостоятельно, а производственное обучение проходит под руководством неосвобожденного высококвалифицированного рабочего-инструктора.

Первичное профессиональное обучение (его сроки, в зависимости от сложности специальности и объема программы, варьируются от 3 до 5 месяцев) завершается выполнением пробных работ и сдачей квалификационных экзаменов.

Второй момент (кстати, самый популярный на МАЗе) — переподготовка рабочих и обучение вторым профессиям. Организуется он с целью освоения новых профессий из числа высвобождаемых рабочих, а также имеющих профессию, но решивших сменить ее с учетом потребностей производства. Его формы почти те же, что и при первичной подготовке. Разница лишь в том, что в данном случае допускается сокращение программ обучения, поскольку значительная часть материала, как правило, обучаемым уже известна.

Обучение также заканчивается выполнением пробной работы и сдачей квалификационных экзаменов.

Третий момент — повышение квалификации рабочих. Осуществляется в трех формах: на производственно-экономических курсах; курсах целевого назначения; методом индивидуальной подготовки.

Производственно-экономические курсы повышения квалификации организует отдел подготовки кадров по мере укомплектования групп, состоящих из рабочих одной или родственных профессий, близких по уровню квалификации и общеобразовательной подготовки. Численность таких групп, как и в случае первичного профессионального обучения, — от 10 до 30 человек. Основание для зачисления в группу — заявление-рекомендация, подписанное руководителем подразделения. Продолжительность обучения без отрыва от производства — до пяти, с отрывом от производства — до трех месяцев.

Курсы целевого назначения организуются в соответствии с планами внедрения новой техники, технологий, оборудования. Цель — изучить устройства, особенности эксплуатации и обслуживания, а также правила эксплуатации тех объектов, которые требуют от персонала предельно высокой квалификации. Например, объектов, поднадзорных Проматомнадзору, и другим аналогичным организациям.

Занятия на этих курсах проводятся в специализированных учебных центрах, комбинатах по заявкам подразделений МАЗа, но по некоторым профессиям с разрешения Проматомнадзора и на самом предприятии.

Четвертый узловой момент — обучение персонала вопросам, связанным с качеством выпускаемой продукции, т. е. автомобилей, автобусов и прицепов. Данная разновидность обучения охватывает все уровни персонала и считается служебной обязанностью каждого работника. Поэтому, например, только в 2005 г. полный курс теоретического и производственного обучения по соответствующим планам и программам успешно прошли и сдали квалификационные экзамены 498 руководителей и специалистов, а также 1053 рабочих.

Пятый момент — повышение квалификации руководителей и специалистов, т. е. совершенствование их профессиональных знаний и навыков, приведение их в соответствии с требованиями научно-технического прогресса, изменениями в производственной сфере.

И этот вид обучения осуществляется непосредственно на производстве, в учебных центрах и учебных комбинатах. Но самым распространенным его видом на МАЗе является первый, т. е. обучение на курсах при отделе подготовки кадров и в структурных подразделениях. Занятия ведут руководители и специалисты предприятий, преподаватели вузов и т. д. (Например, в 2005 г. на автозаводе и в учреждениях образования прошли обучение свыше 1 тыс. его работников, в том числе вторыми профессиями овладели 3 тыс. человек, повысили квалификацию свыше 6,5 тыс. рабочих и более 1230 руководителей и специалистов.) Только на курсах повышения квалификации при отделе подготовки кадров по основным массовым профессиям (электромонтеры, электрогазосварщики, наладчики КИПиА, автоматов и полуавтоматов, станков с программным управлением и др.) было обучено свыше 1 тыс. человек.

Шестой узловой момент — обучение рабочих, руководителей и специалистов по новым направлениям науки и техники.

Так, в 2005 г. особенности конструкции, технологии, сборки и испытаний автомобилей, соответствующих нормам "Евро-2" и "Евро-3", освоили 579 человек, установки и параметрирования двигателей "Дойтц" — 35, устройства ограничения скорости — 18 человек. Десятки специалистов овладели настройкой и техническим обслуживанием тормозных систем "Вабко", работой инженеров-конструкторов в системе "JMAN", обслуживанием, эксплуатацией и ремонтом обрабатывающих центров "Рико", индукционных печей "Отто Юнкер", пневмогайковертов "Чикаго Пневматик", эксплуатацией, ремонтом и программированием токарных станков с ЧПУ фирм "Максима", "Энкотюрн-325", "Сименс Симатик" и др.

Седьмой момент — будущие специалисты и специалисты по сервисному обслуживанию техники МАЗа.

На производственную и преддипломную практики автозавод ежегодно принимает ~1500 студентов вузов и учащихся средних специальных учебных заведений. Например, только за 2005 г. свыше 250 человек из России, Украины, Казахстана, Румынии, Польши, Чехии, Литвы, Ирана и других стран, занятых в сервисных центрах по обслуживанию МАЗов, прошли обучение на заводе. Получили знания в этой области и 437 водителей автомобилей сельскохозяйственных предприятий Беларуси. И все для того, чтобы техника, изготовленная на заводе, работала надежно и служила возможно дольше.

Качество выпускаемой продукции, а следовательно, и потребительский спрос на нее зависят не только от

квалификации, но и стабильности кадрового состава. И здесь МАЗ тоже делает многое.

Стимулирует, к примеру, непрерывный стаж работы, для чего ввел специальные надбавки к должностным окладам и выплаты при уходе в очередной отпуск. Для привлечения и закрепления молодежи широко использует возможности, предоставляемые коллективным договором. А именно, всем молодым семьям, имеющим детей и проживающим на частных квартирах, выплачивает ежемесячную материальную помощь в размере 3,5 базовой величины, установленной в Республике Беларусь, а не имеющим детей — из расчета 2,5 базовой величины.

Работникам, призванным на срочную военную службу, а также тем, кто поступил на завод в течение трех месяцев после ее завершения или увольнения из Вооруженных Сил и отработал один календарный месяц, выплачивается материальная помощь в размере 10 базовых величин.

Созданы условия для учебы без отрыва от производства, в результате чего в настоящее время 1,5 тыс. человек охвачены вечерним или заочным обучением в вузах и средних специальных учебных заведениях.

Молодые специалисты после распределения и прибытия на автозавод направляются на заранее подобранные вакантные места в структурные подразделения. Если таких мест в цехе или отделе нет, то кадровая служба, по согласованию с управлением организации труда и заработной платы, вводит на срок до шести месяцев временные должности.

Для всех молодых специалистов с целью их быстрейшей адаптации организуется процесс стажировки, по окончании которой в подразделениях проходит защита выполнения индивидуальных программ и подготовленных рефератов, готовятся предложения по дальнейшему использованию каждого из них на производстве. Затем заводская комиссия их аттестует. (Последняя аттестация 204 молодых специалистов состоялась в декабре 2005 г., из них 62 лучшим присвоена квалификационная категория.)

Таким образом, основным источником комплектования завода молодыми кадрами остаются, как и прежде, учебные заведения. Только формы взаимосвязи с ними стали иными. Например, с рядом минских профессионально-технических училищ и колледжей, а также с учебно-научным производственным объединением "Минский государственный автомеханический колледж — Белорусский национальный технический университет — РУП "Минский автомобильный завод" МАЗ заключил долгосрочные договора, что позволило устранить дублирование в содержании методик подготовки специалистов, совместно проводить научно-исследовательские работы, рационально использовать их результат в производстве. Кроме того, на заводе работает кафедра "Автотранспортные средства МАЗ" (структурное подразделение автотракторного факультета) БНТУ, и научно-производственная лаборатория материаловедения, созданная совместно с механико-технологическим факультетом того же университета.

Вообще надо сказать, что новые условия хозяйствования потребовали и новых подходов к проблеме кадров. Например, сейчас уже совершенно очевидно, что работников на заводе должно быть не меньше и не больше, чем нужно для выполнения производственной программы и создания конструкторских и технологических заделов на будущее. Причем работников, квалификация которых соответствует поставленным задачам. Отсюда и ныне действующая комплексная программа "Кадры", содержащая конкретные мероприятия по мониторингу кадрового потенциала предприятия, потребностям в персонале, работе с молодыми специалистами и резервам на повышение, аттестации кадров, непрерывному и опережающему профессиональному обучению, укреплению трудовой и исполнительской дисциплины. В ходе реализации программы за счет создания новых рабочих мест и того, что в состав МАЗа вошли предприятия, ставшие его филиалами, численный состав работников автозавода увеличился почти на 3 тыс. человек, или более чем на 10 %. Причем этот рост дали в основном рабочие, поскольку число руководителей и специалистов осталось практически на прежнем уровне. Характерно и то, что численность работников, имеющих высшее и среднее специальное образование, за последние четыре года значительно возросла.

МАЗ сумел решить и еще одну задачу: произошло определенное омоложение коллектива. Например, численность работников в возрасте до 29 лет повысилась более чем на 2 тыс. человек; на 200 человек стало больше руководителей в возрасте до 40 лет (их удельный вес достиг 37 %); средний возраст работников предприятия составляет 38 лет.

Безусловно, развитие и внедрение в практику рыночных отношений, коренное изменение трудового, хозяйственного и других видов законодательства вносят изменения и в работу кадровых служб. Но на МАЗе делается все, чтобы каждый работающий чувствовал себя комфортно, видел перспективы своего профессионального роста и был уверен в их реализации. Наконец, понимал, что его опыт и квалификация — основа высоких технического уровня и качества выпускаемой продукции, а следовательно, и его личного материального благополучия.

ВНИМАНИЕ!

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

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

•

В производстве чугунного литья ОАО "КАМАЗ-Металлургия" освоена технология ковшевого модифицирования порошковой проволокой, разработанная фирмой "Проджельта". Сегодня новая технология применяется при изготовлении номенклатуры продукции автоматической формовочной линии SPO-4. В рамках второго этапа проекта, который должен быть реализован к середине 2007 г., планируется перевести на ковшовое модифицирование продукцию формовочной линии SPO-5 (27 тыс. т отливок в год), а в дальнейшем и линии SPO-1 (блоки цилиндров и картеры). Новая технология позволит предприятию успешно конкурировать на мировом рынке литья из высокопрочного чугуна. В конечном счете высокая надежность и снижение себестоимости чугунных заготовок скажутся на конкурентоспособности автомобилей КамАЗ на российском и международном рынках.

•

На Таганрогском автозаводе начинается освоение сборки внедорожника "Хёндэ Санта Фе Классик" (модель 2001 г., модернизированная в 2004-м), завоевавшего большую популярность в Южной Корее, Америке и Европе. Данная модель хорошо известна и российским покупателям — она продавалась в нашей стране в 2001—2006 гг.

Автомобиль имеет несущий кузов универсал, полноприводную трансмиссию и независимую подвеску всех колес ("Макферсон" спереди и многорычажная сзади). Силовой агрегат — бензиновый 2,7-литровый двигатель с автоматической коробкой передач, либо 2,0-литровый дизель с механической или автоматической коробкой. Всего предполагается выпускать семь комплектаций модели "Санта Фе Классик".

•

ВАЗ и его партнеры продолжают внедрять систему индивидуальной маркировки деталей, предусмотренную требованиями международных стандартов серии ИСО/ТУ 16949:2002 к системам управления качества.

В настоящее время такая маркировка и идентификация автокомпонентов применяется на всех ведущих мировых предприятиях автомобильной промышленности и позволяет повысить эффективность планирования, диспетчирования и управления процессами производства, снизить непроизводительные потери, организовать поставки по принципу "точно вовремя". Кроме того, появляется возможность проследить "историю" каждой детали на всех этапах жизненного цикла автомобиля, собирать и обрабатывать статистические данные по всем несоответствиям, что крайне необходимо для успешной работы над качеством.

Сегодня комплектующие с идентификационными метками уже применяются во всех автомобилях ВАЗ. Это различные пластмассовые изделия, сиденья, стойки подвески, контроллеры ЭСУД, аккумуляторы, датчики массового расхода воздуха, усилители рулевого управления и другие узлы. В частности, на автомобилях семейства "Калина" устанавливаются рулевые колеса с индивидуальными метками; внедряется электронное "досье" панели приборов. Номенклатуру маркируемых автокомпонентов планируется увеличивать.

Активное участие во внедрении системы маркировки и идентификации автокомпонентов принимают поставщики ВАЗа. Для них маркировка продукции к тому же является эффективным средством борьбы с контрафактными изделиями.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 622.61/67

Новая подземная техника МоАЗ

А.Н. ЕГОРОВ, Н.В. КОРИТКО, В.В. ПЕКЛИН

БелАЗ

Разработкой и выпуском техники для подземных работ Могилевский автозавод (входит в ПО "БелАЗ") занимается с середины 1960-х годов, т. е. с тех пор, как в СССР началось освоение новой технологии добычи рудных ископаемых с применением комплексов самоходного оборудования. Именно тогда для Джезказганского горно-металлургического комбината на заводе впервые в практике отечественного автомобилестроения была разработана конструкция самосвального автопоезда МоАЗ-6401. Это позволило, во-первых, снизить объемы дорогостоящих валютных закупок аналогичной техники за рубежом; во-вторых, внедрять самоходное оборудование в технологии подземных работ на других горнодобывающих предприятиях страны и тем самым — повышать на них производительность и безопасность работ, снижать себестоимость добычи. Не случайно за успешную разработку конструкции и освоение производства автопоезда группе работников завода в 1972 г. присуждена Государственная премия БССР.

Самосвальный автопоезд МоАЗ-6401 по своим характеристикам соответствовал для того времени лучшим зарубежным образцам, поэтому и стоял на производстве с 1969 по 1984 г., т. е. в течение 15 лет. За этот период он был выпущен в количестве 900 ед., став, таким образом, основой парка подземных самосвалов в СССР.

Естественно, его конструкция постепенно совершенствовалась. Завод создавал и новые технологии его изготовления. В итоге МоАЗ с 1984 г. перешел на выпуск модернизированного варианта — подземного автопоезда МоАЗ-7405 грузоподъемностью 22 т. О потребительских качествах данной машины говорит тот факт, что она до сих пор остается востребованной рынком.

Однако способы добычи полезных ископаемых подземным способом меняются. И создатели подземной техники не могут этого не учитывать. Именно для того, чтобы сохранить свои позиции на рынках стран

Рис. 1

СНГ, МАЗ с 1999 г. начал серийный выпуск шахтного самосвала МоАЗ-7529 (рис. 1) грузоподъемностью 22 т, но уже с колесной формулой 4×4, а не 4×2, как у МоАЗ-7405. Кроме того, стал оснащать МоАЗ-7529 малотоксичным двигателем ЯМЗ-238БН мощностью 191 кВт (260 л. с.), двухступенчатой системой очистки отработавших газов, гидромеханической коробкой "БелАЗ" (6 + 1) с автоматической блокировкой гидротрансформатора, ведущими мостами с охлаждаемыми дисковыми тормозами, подвеской переднего моста на качающейся балке с двумя пневмогидравлическими рессорами.

МоАЗ-7529 положительно зарекомендовал себя на многих рудниках ближнего зарубежья, а в 2005—2006 гг. завод выполнил заказ Республики Куба на поставку 50 ед. этой модели.

Существует и его модификации с двигателем "Дойц F12L413FW" мощностью 202 кВт (274 л. с.), ГМП БелАЗ, ведущими мостами фирмы "Кларк" и тормозной системой типа "Пози стоп".

Наконец, на базе основных узлов МоАЗ-7529 для рудников с увеличенным сечением выработок завод изготовляет шахтный самосвал МоАЗ-7508 (рис. 2) грузоподъемностью 35 т с малотоксичным (соответствует нормам "Евро-2") двигателем ЯМЗ-7512.10 мощностью 265 кВт (360 л. с). Достаточно сказать, что, несмотря на внушительные грузоподъемность и габаритные размеры, минимальный радиус поворота данного самосвала составляет всего лишь 8,9 м.

МоАЗ занимается не только самосвалами. Например, в 2002 г. его специалисты приступили к разработке погрузочно-доставочной машины грузоподъемностью 9 т. Была поставлена задача (работы проводились по заказу и при финансовом участии компании "Автомаркет Майнинг"): создать машину не хуже таких широко известных аналогов, как "ТОРО-400", "Вагнер-ST-6С", "Бумар LK-4" и др. В результате маркетингового исследования практически всех рудников России и Казахстана в качестве базовых приняли два варианта комплектации такой машины: первый — модель МПД-4, оснащенная двигателем "Дойц F10L1413FW" воздушного охлаждения, ГМП и мостами "Кларк", тормозной системой типа "Пози Стоп"; второй — модель МПД-4А с двигателем "Дойц BF6M1013FCP" водяного охлаждения (мощность 176 кВт, или 239 л. с.), мостами и ГМП фирмы "Кларк", тормозной системой типа LBC. Все остальные комплектующие (систем двигателя, гидропривода, электрооборудования и др.) — одинаковые на том и другом вариантах и тоже зарубежного производства.

Обе модели приемочные испытания проходили в ОАО "Учалинский ГОК" (МПД-4 — с октября 2003 г., МПД-4А — с сентября 2004 г.) и, в общем, получили положительную оценку. Особенно удачными признаны рулевое управление, тормоза, балансир моста. Однако опыт эксплуатации показал, что ряд элементов конструкции требует доработки. В частности, отмечались сложность кинематики погрузочного органа; недостаточная прочность рычага опрокидывания ковша, пальцев и подшипников шарнирных соединений погрузочного органа, подшипников промежуточной опоры; не удовлетворяли потребителей внутренний объем кабины водителя, геометрия ковша, наличие гидрозамка в магистрали опрокидывания ковша. Серьезные проблемы были и с двигателем водяного охлаждения, установленным на модели МПД-4А.

Учитывая мнение специалистов некоторых рудников о том, что эксплуатация техники, поставляемой из дальнего зарубежья, всегда сопряжена с большими затратами и проблемами технического характера, МоАЗ принял решение о создании на базе МПД-4 и МПД-4А погрузочно-доставочной машины той же грузоподъемности, но — в варианте отечественной комплектации. И к концу 2005 г. такая машина, МоАЗ-4055 (рис. 3), появилась. На ней стоят турбонаддувный ЯМЗ-238БН с охладителем наддувочного воздуха и двухступенчатой системой нейтрализации отработавших газов; ГМП БелАЗ, имеющая по четыре передачи для движения вперед и назад; гидротрансформатор ЛГ-470, который обеспечивает автоматическое регулирование скорости движения и силы тяги на каждой передаче; ведущие мосты с многодисковыми тормозами МоАЗ, по конструкции полностью соответствующие ведущим мостам фирмы "Кларк".

Конструктивные особенности МоАЗ-4055 сводятся, если коротко, к следующему.

Подвеска переднего моста — жесткая; задний мост установлен на балансире с углом качания ±11°, что обеспечивает плавное движение машины, а также преодоление преград высотой до 200 мм без отрыва колес от опорной поверхности.

Рис. 2

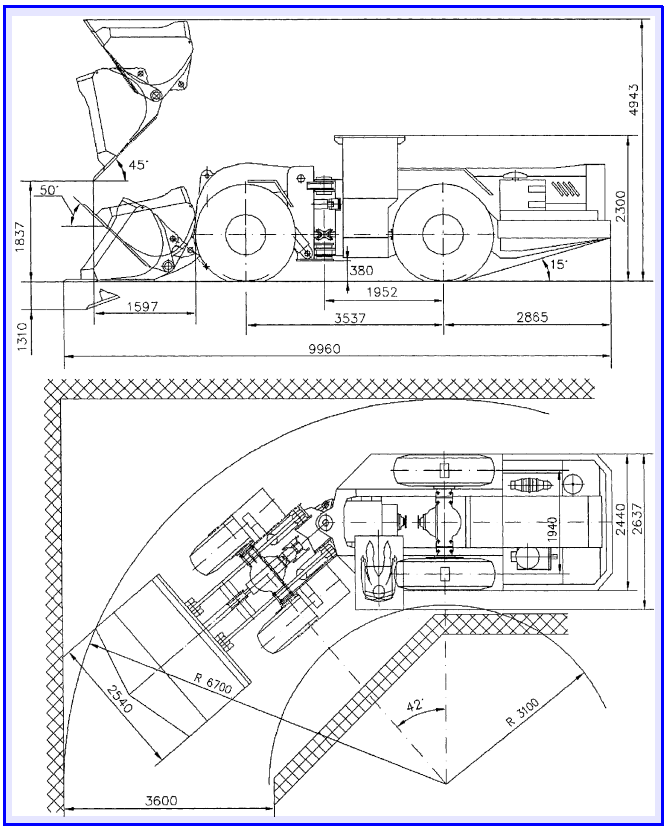


Рис. 3

Шарнирно сочлененная рама — коробчатого сечения, имеет сферические опоры вертикального шарнира с регулируемым натягом, в ней предусмотрены устройства для стопорения полурам и буксирования машины, а также места для ее зачаливания грузоподъемными средствами; угол складывания полурам равен 42°, в результате МоАЗ-4055 имеет хорошую маневренность в стесненных условиях.

Гидросистема рулевого управления и погрузочного оборудования способствует уверенному управлению машиной как при челночной схеме движения, так и при погрузочно-разгрузочных работах; управление поворотом и рабочим оборудованием — с помощью джойстиков; трансмиссия позволяет машине с грузом в ковше преодолевать подъемы до 15—20°.

Тормозная система (гидравлическая, с дисковыми рабочими и колодочным стояночным тормозами) гарантирует надежную эксплуатацию в условиях повышенной обводненности.

Кабина (открытого типа, с защитой от падающих предметов) расположена сбоку по левой стороне между осями машины, причем так, что оператор сидит перпендикулярно ее оси, что дает хороший обзор при челночной схеме работы, а также погрузке породы в самосвалы.

Погрузочное оборудование изготовлено из высокопрочных легированных сталей. Например, нижний и боковые ножи ковша — из сталей "Хардекс" или 18ХГНМФР, устойчивых к абразивному изнашиванию.

На машине установлены топливный и гидравлический баки вместимостью соответственно 260 и 400 л; она оснащены централизованной системой смазки типа "Линкольн".

На МоАЗ-4055 учтены недостатки, которые имели место на МПД-4 и МПД-4А. Так, у нее более совершенная кинематика погрузочного органа; в шарнирах вместо подшипников ШСЛ-80 установлены ШСЛ-90; усилены пальцы шарниров и рычага опрокидывания ковша; увеличены внутренние высота и ширина кабины; упрощена гидросистема погрузочного органа; изменена геометрия ковша.

УДК 629.113/.115

Автомобиль ВАЗ-1118 "Калина" и уровень его экологической безопасности

Канд. техн. наук Р.Л. ПЕТРОВ

ВАЗ

ВАЗ, как известно, всегда очень внимательно следит за тем, чтобы выпускаемые им автомобили соответствовали как отечественным, так и международным нормам и требованиям по внешнему шуму и токсичности отработавших газов двигателя. Более того, работал и работает даже с некоторым опережением по отношению к отечественным требованиям. Не стал с этой точки зрения исключением и автомобиль ВАЗ-1118 "Калина": уже в техническом задании на проектирование было записано, что в базовой комплектации по своим экологическим показателям он должен соответствовать нормам "Евро-3". Хотя в то время у нас в стране действовали нормы "Евро-1", а в странах Западной Европы — "Евро-2".

За время, прошедшее с тех пор, требования ужесточились. Но ВАЗ-1118 на российском рынке, где действуют нормы "Евро-2", по-прежнему опережает их. Правда, с западными рынками несколько сложнее: там введены нормы "Евро-4", а на подходе — и "Евро-5". Однако автозавод проблему экспорта своей продукции решил: все модели, которые идут на экспорт, соответствуют именно нормам "Евро-4". Для этого их базовые варианты пришлось несколько доработать. В частности, ВАЗ-1118 (его экспортный вариант получил индекс "ВАЗ-11183") имеет систему впрыскивания топлива, выполненную на базе контроллера фирмы "Бош"; два датчика кислорода в системе выпуска отработавших газов; модернизированный каталитический нейтрализатор; улучшенную систему улавливания паров бензина; оснащается довольно экономичным и экологически чистым двигателем рабочим объемом 1,6 л, а в перспективе получит еще более совершенный двигатель рабочим объемом 1,4 л, испытания и доводка которого уже начаты.

Что же касается уровня внешнего шума, то здесь проблем не возникло: серийный ВАЗ-1118 по данному

показателю вполне соответствует международным требованиям — его шумность при проведении сертификационных испытаний на французской фирме "Ютак" составила 71,7 дБА.

Значительно более сложными были проблемы полного жизненного цикла автомобиля. Дело в том, что в Западной Европе действуют обязательные Директивы ЕС, которые, во-первых, ограничивают содержание в автомобилях токсичных и вообще опасных веществ и материалов и, во-вторых, предъявляют специальные требования по утилизации отслуживших свой срок автомобилей, т. е. в конце их жизненного цикла. Причем сложность заключалась в том, что и отечественная отраслевая наука, и практика данными проблемами занимались очень мало. Тем не менее специалисты ВАЗа на автомобиле ВАЗ-1118 их в основном решили.

Так, для выполнения экологических требований в отношении тяжелых металлов и других вредных веществ они внедряют новые материалы, используемые при подготовке к окраске автомобильных кузовов. Например, материалы, не имеющие в своем составе соединений хрома, свинца и др. Это относится к грунтовкам, пассивирующим составам, эмалям и краскам. В частности, с 2005 г. в сборочно-кузовном производстве для окраски автомобилей семейства ВАЗ-1118 используется новый ("Гардолен D6800") состав для пассивации, закупаемый у немецкой фирмы "Хеметалл", который не содержит соединений хрома; для окраски кузовов применяется двухкомпонентная катафорезная грунтовка GEN-6 словенской фирмы "Гелиос", не содержащая соединений свинца; нормой стало применение новых экологически безопасных защитных составов и мастик.

Все это позволило не только обеспечить более высокое качество окраски кузовов, но и значительно снизить эмиссию в атмосферу летучих органических веществ, выделяемых в процессах окраски автомобилей.

Многое сделано и по другим направлениям. Например, для внутренней обивки крыши применяют бесфенольный материал "Фиброфлекс" на основе полиолефиновых и натуральных волокон, выпускаемый ОАО "Балаковорезинотехника"; для изготовления изделий из поливинилхлоридных пластикатов (изоляция проводов, колпачки, заглушки и т. д.) разработаны и внедрены новые марки ("Элигран" и другие) ПВХ-пластикатов без кадмия, свинца и других тяжелых металлов; при производстве топливных баков для экспортных моделей их внутренние стенки покрывают не сплавом на основе свинца, а алюмокремниевым материалом; балансировочные грузики колес выполняют из цинкового сплава, не содержащего в своем составе свинца; детали из полимерных материалов маркируются в соответствии с международными стандартами; ведется работа по исключению из состава автомобилей изделий, содержащих шестивалентный хром и свинец, применение которых временно разрешено.

Как известно, Директивы 2000/53/ЕС (ELV) и 2005/64/ЕС по отслужившим свой срок автомобилям подразумевают работу изготовителя по четырем блокам мероприятий: он должен выполнять определенные требования, предъявляемые к новым автомобилям; готовить документацию, связанную с их демонтажом и утилизацией; собирать и утилизировать снятые с эксплуатации автомобили; проводить статистический анализ результатов сбора и утилизации этих автомобилей по странам ЕС — с тем, чтобы коэффициент R_{cyc} рециклинга (уровень пригодности для повторного использования и вторичной переработки) был не менее 80 %, а коэффициент R_{cov} утилизации (уровень пригодности для утилизации) — не менее 85 %.

Как видим, с первым блоком мероприятий на ВАЗе все в порядке.

Второй блок тоже реализуется: необходимая документация к автомобилям, идущим на рынки стран Западной Европы, оформляется и прикладывается, продолжается разработка компьютерных информационных систем, предназначенных для объединения информации по автомобилям ВАЗ, в том числе по их демонтажу, сортировке деталей, их переработке и утилизации.

Третий блок мероприятий решается через официальных дилеров и импортеров: они заключают соответствующие соглашения с местными фирмами-утилизаторами автомобильной техники.

Что касается четвертой группы мероприятий, то они решены, можно сказать, с помощью предыдущих трех. Так что для того, чтобы убедиться в их реализации, достаточно выполнить контрольный расчет коэффициентов R_{cyc} и R_{cov}. И вот что он показал.

Значения данных коэффициентов рассчитываются, в соответствии с методикой ИСО-22628, по формулам $R_{cyc} = (M_1 + M_2 + M_3)/M$; $R_{cov} = (M_1 + M_2 + M_3 + M_4)/M$, в которых M_1 — масса деталей, обязательных для демонтажа при утилизации автомобиля; M_2 — масса деталей, рекомендуемых для демонтажа; M_3 — масса металлических деталей, сепарация которых легко осуществима методом шредерной обработки; M_4 — масса деталей, утилизируемых энергетическим методом (сжиганием); M — снаряженная масса автомобиля.

На автомобиле ВАЗ-11183 в состав массы M_1 входят аккумуляторная батарея (16,5 кг), масляный фильтр (0,4 кг), топливный бак (8,5 кг), шины (37 кг), каталитический нейтрализатор отработавших газов (4 кг), подушки безопасности (1,3 кг) и рабочие жидкости 43,7 кг), т. е. M_1 = 111,4 кг.

При расчете массы M_2 во внимание принимаются только детали, имеющие маркировку для идентификации и, кроме того, отвечающие следующим условиям: их расположение указано в каталоге, технология демонтажа приведена в руководстве, инфраструктура и способы переработки в странах ЕС имеются и широко

применяются. Это детали из полипропилена массой более 70 г (их общая масса 55,3 кг), стекла (30,4 кг), пенополиуретановые набивки сидений (8,9 кг), крупные и легко демонтируемые изделия из полиамида — колпаки колес, корпусы зеркал, крышки и бачки в подкапотном пространстве (3,6 кг), уплотнители и крупные (массой более 200 г) изделия из резины (16 кг). То есть M_2 = 114,2 кг. Масса M_3 — детали из черных и цветных металлов, не учтенные в M_1 и M_2. Она составляет 617,7 кг.

Массу M_4 образуют изделия из резины (33, 6 кг) и пластмассы (23,6 кг), не вошедшие в M_2, а также шумовиброизоляционные (38,5 кг) и натуральные органические материалы (27,6 кг). Таким образом, M_4 = 123,3 кг.

Снаряженная масса M рассматриваемого автомобиля равна 1080 кг. Откуда R_{cyc} = 78,1 %; R_{cov} = 89,5 %. Как видим, неутилизируемые отходы у автомобиля ВАЗ-11183 составляют всего лишь 11,5 %. То есть с этой точки зрения он соответствует требованиям Директив ЕС. Другими словами, для выполнения требований Директивы 2000/53/ЕС вводить конструктивные изменения в ВАЗ-11183 необходимости нет. Да и в автомобили ВАЗ-21101 и ВАЗ-21214, экспортируемые в страны ЕС. Для последних достаточно составить более развернутые списки компонентов, рекомендуемых изготовителем для демонтажа повторного использования и вторичной переработки, а также более тщательно проанализировать состав применяемых материалов в изделиях автомобильной электротехники и электроники, которые пока приходится в большинстве случаев относить к категории неутилизируемых. Эта работа сейчас и проводится на ВАЗе.

И последнее: ВАЗ-11183 получил международный сертификат соответствия. Это говорит о том, что проделанная специалистами автозавода работа полностью себя оправдала. Более того, автомобиль обладает резервами для дальнейшего совершенствования его экологических характеристик.

УДК 421.43

Экспериментальный бензиновый двигатель ЗМЗ-НАМИ с непосредственным впрыскиванием[1]

В.И. СОНКИН, А.А. АРТЕМОВ, А.А. БАЖИНОВ, М.А. МИРОНЫЧЕВ

НАМИ, ЗМЗ

Второй из основных компонентов экспериментального двигателя — система сгорания, т. е. камера сгорания со свечей зажигания, топливной форсункой, прилегающими газовыми каналами и клапанами. Газообмен, смесеобразование, сгорание, термодинамические процессы, протекающие здесь, определяют эффективность преобразования химической энергии топлива в механическую работу, формируют состав токсичных веществ и тепловое состояние двигателя.

Как показали исследования рассматриваемого двигателя, наиболее критична для него одна проблема — проблема эффективной работы на бедной расслоенной смеси. Она весьма сложная, поскольку ее решение зависит от формы камеры сгорания, движения заряда, характеристик и расположения форсунки и свечи зажигания: их нужно подобрать так, чтобы желаемое расслоение заряда в фиксированной зоне камеры (у свечи зажигания) стабильно обеспечивалось в широком диапазоне частичных нагрузок, причем как во время воспламенения топливовоздушной смеси, так и в процессе ее сгорания. Решение осложняется еще и тем, что на остальных режимах система сгорания должна обеспечивать эффективную работу двигателя в принципиально других условиях — на гомогенной или "слабо" расслоенной смеси. Наконец, чрезвычайно важно с точки зрения серийного производства обеспечить добротность системы сгорания (ее низкую чувствительность к отклонениям в геометрии впускных каналов и камеры сгорания, допускаемым при изготовлении, а также к отклонениям опережения зажигания и характеристик впрыскивания топлива от заданных значений, возможным в эксплуатации).

Для двигателя с четырьмя клапанами на цилиндр известны системы сгорания различных типов, отличающиеся формой камеры сгорания, взаимным расположением (рис. 5) топливной форсунки и свечи зажигания, организацией внутрицилиндрового движения заряда. Но предпочтительной считается система с центральной свечой зажигания и боковым положением форсунки (рис. 5, *б*). И не без оснований. Свеча, расположенная в центре головки цилиндра, обеспечивает быстрое, с минимальными тепловыми потерями, сгорание смеси и повышает детонационную стойкость двигателя. Боковое же положение форсунки при фор-

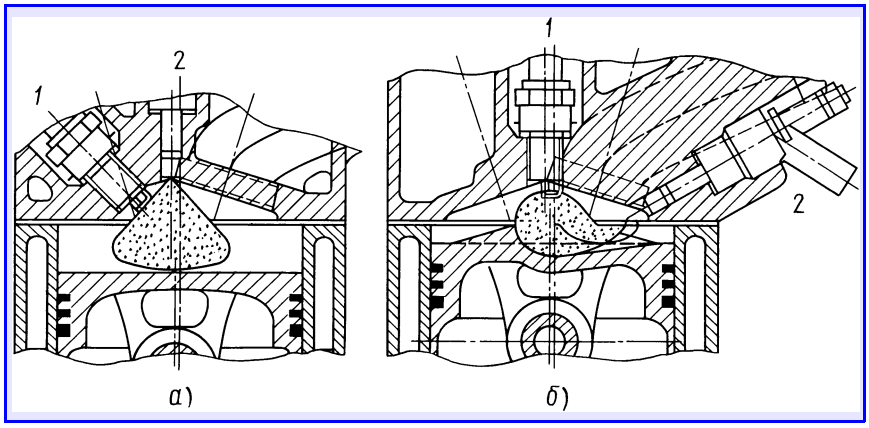


Рис. 5. Системы сгорания с центральной форсункой и близко расположенной свечой зажигания (а) и с центральной свечой зажигания и боковой форсункой (б):
1 — свеча зажигания; *2* — топливная форсунка

[1] Начало см. "АП", 2007, № 1.

мировании расслоенного заряда позволяет увеличить интервал времени между концом впрыскивания смеси и ее воспламенением, способствуя тем самым испарению топлива, смешиванию его с воздухом и отработавшими газами и, в конечном счете, стабильному сгоранию.

Выгодна такая система и по компоновочным соображениям: она, по сравнению с центральной форсункой и близко расположенной к ней свечой зажигания, обеспечивает возможность минимального изменения компоновки серийной головки цилиндров и сохранения размера клапанов, повышенную добротность системы сгорания, более легкие условия работы свечи зажигания и форсунки. Поэтому на экспериментальном двигателе применили именно систему сгорания с боковой форсункой и центральной свечей зажигания. При этом процесс организовали так, что струя топлива направляется частично в центр камеры сгорания, частично — на поршень, откуда после удара отражается и переносится вместе с остальным топливом к свече зажигания. Исходили при этом из того, что в поршневом двигателе внутрицилиндровое поле течения заряда формируется сначала на впуске струйным течением из клапанной щели. Затем поток взаимодействует со стенкой цилиндра и движущимся поршнем. В результате образуются крупномасштабные вихри, которые на тактах впуска и сжатия постепенно вырождаются, передавая свою энергию мелкомасштабным турбулентным вихрям. И только в конце сжатия струйное, по существу, течение из вытеснителя (узкого зазора между смежными поверхностями поршня и головки цилиндров при положении поршня в ВМТ) окончательно создает течение, определяющее внутреннее смесеобразование и сгорание. Однако в нашем случае таких течений нужно, очевидно, два — для режимов со сгоранием расслоенной и гомогенной смесей. Поэтому в НВБ-двигателе должна быть предусмотрена возможность контроля движения заряда в цилиндре в зависимости от выбранной операционной стратегии, скоростного и нагрузочного режимов его работы.

Так, на режимах со сгоранием гомогенной смеси требования к газодинамическим характеристикам заряда практически не отличаются от требований к заряду с многоточечным впрыскиванием бензина обычного двигателя. Они состоят в том, что в конце такта сжатия нужно обеспечить в цилиндре сочетание высокой интенсивности турбулентности (для быстрого и стабильного сгорания) и низкой средней скорости, особенно у свечи зажигания (для надежного воспламенения). Кроме того, низкая средняя скорость заряда позволяет уменьшить аэродинамическое сопротивление впускной системы, повысить коэффициент наполнения и мощность. На режимах же со сгоранием расслоенной смеси, наоборот, выгоднее течение с повышенной средней скоростью и пониженным уровнем турбулентности, поскольку такая структура быстрее формирует и дольше сохраняет смесь в расслоенном состоянии. Негативное влияние пониженной турбулентности на скорость сгорания в данном случае компенсируется небольшими размерами зоны расслоения и почти стехиометрическим составом смеси в

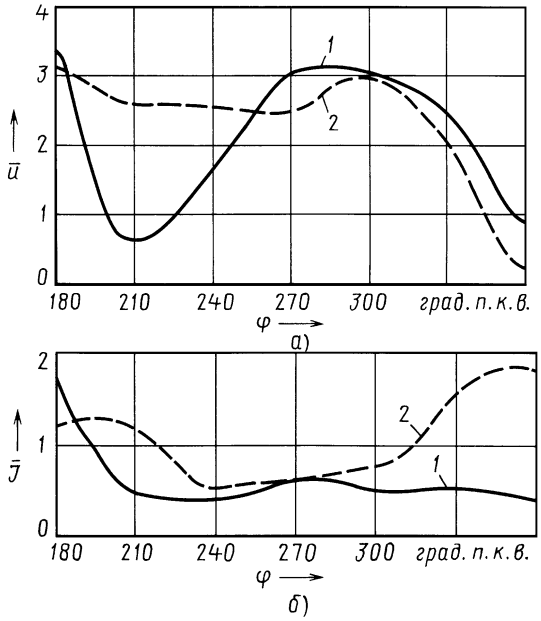


Рис. 6. Изменение относительной осредненной тангенциальной скорости (а) и относительной интенсивности турбулентности (б) у свечи зажигания на такте сжатия четырехклапанного двигателя при n = 2000 мин$^{-1}$:
1 — осевой вихрь; *2* — радиальный вихрь

ней: даже бедная (в среднем) расслоенная смесь сгорает очень быстро.

В современных двигателях для образования расслоенной или гомогенной смеси используют, как правило, одну из двух схем направленного движения заряда в цилиндре — с осевым вихрем, когда ось вращения параллельна оси цилиндра (двигатели автомобилей "Тойота"), или с вихрем радиальным, когда ось вращения перпендикулярна оси цилиндра ("Фольксваген", "Мицубиси"). И та, и другая структуры формируются на такте впуска за счет выбора геометрии впускных каналов и камеры сгорания, а интенсивность и направление вращения вихря контролируются индивидуальными (вихревыми) заслонками, установленными на входе во впускные воздушные каналы.

Исследования показывают что осевой (рис. 6, *а*) вихрь меньше, чем радиальный, подвержен вязкой диссипации, поэтому лучше сохраняется в конце такта сжатия, обеспечивая высокие абсолютные U и относительные $\bar{U} = \dfrac{U}{C_п}$ ($C_п$ — средняя скорость поршня) скорости осредненного течения, необходимые для расслоенной смеси (рис. 6, *а*). Кроме того, относительно низкая (абсолютная J и относительная $\bar{J} = J/C_п$) интенсивность турбулентности (рис. 6, *б*) способствует пониженной радиальной диффузии топлива из расслоенного заряда, замедляет формирование на его краях зон, слишком бедных для распространения пламени. Радиальный же вихрь представляет собой источник повышенных турбулентности и уровня межцикловых вариаций осредненного течения. Он менее "живуч" и стабилен, так как в ВМТ периодически разрушается поршнем, трансформируясь, как сказано выше, в интенсивную мелкомасштабную турбулентность и, час-

тично, в крупномасштабные вихри с высокой тангенциальной скоростью. При соответствующей ориентации высокие уровни скоростей этих вихрей выгодны в пристеночном слое, так как способствуют испарению пленки топлива, оседающего на стенки поршня при позднем впрыскивании, и переносу смеси к свече зажигания.

Для экспериментального двигателя принята комбинированная схема организации движения заряда в цилиндре — с радиальным вихрем умеренной интенсивности на режимах сгорания гомогенной смеси и с осевым вихрем повышенной интенсивности на режимах сгорания расслоенной смеси. Схема реализована с помощью пары разделенных тангенциальных впускных каналов (на цилиндр) и вихревой заслонки на входе в один из них. (Каналы и заслонки спрофилированы и доведены на безмоторной аэродинамической установке по методике НАМИ.)

Испытания показали, что подача воздуха одновременно через оба канала позволяет сформировать радиальный вихрь умеренной интенсивности с вихревым числом S (отношение частоты вращения вихря к частоте вращения коленчатого вала), равным ~1,5, при незначительном (на ~5 %) снижении, по сравнению с серийным двигателем, пропускной способности каналов. Подача воздуха преимущественно через один канал формирует осевой вихрь, интенсивность которого можно регулировать в диапазоне $S = 0{,}2 \div 4{,}5$, изменяя угол открытия вихревой заслонки.

Выбранная схема оправдывает себя. Она позволяет обеспечить высокий коэффициент наполнения на режиме максимальной мощности и, одновременно, за счет регулирования интенсивности и направления вращения вихря контролировать формирование и сгорание расслоенного или гомогенного заряда на других режимах.

В НВБ-двигателе распределение смеси у свечи во время зажигания и сгорания топливовоздушной смеси зависит, помимо характеристик струи топлива и внутрицилиндрового поля течения, от геометрии камеры сгорания, а также весьма существенно — положения форсунки в камере. Так, доказано: меняя место установки и ориентацию форсунки, в принципе, можно подобрать такое ее положение, при котором, например, расслоение заряда на малых нагрузках всегда будет стабильным, а на других режимах смесь окажется гомогенной; топливо не будет оседать на стенках цилиндра; температура распылителя форсунки окажется невысокой; исчезнет необходимость ограничивать размеры клапанов. Однако в рамках заданной (в нашем случае — серийной) конструкции камеры сгорания одной оптимальной позиции форсунки для всех режимов работы двигателя, к сожалению, не существует. Так, форсунка в центре камеры сгорания (рядом со свечой) выгодна при раннем впрыскивании, так как позволяет распределить распыленное топливо симметрично относительно оси цилиндра, обеспечивая лучшее использование воздуха. При позднем же впрыскивании таким образом расположенная форсунка будет направлять всю струю топлива на поршень, что приведет к повышенным выбросам углеводородов.

Так что для двигателя с четырьмя клапанами на цилиндр наиболее целесообразным считается боковое по отношению к камере сгорания размещение форсунки. Причем под впускными каналами. Здесь умеренный наклон форсунки создает наилучший компромисс для работы как на гомогенной, так и на расслоенной смеси. В частности, при раннем впрыскивании такой наклон уменьшает смачивание стенки цилиндра топливом и способствует гомогенизации смеси, а при позднем — обеспечивает желаемое расслоение заряда у свечи во время его зажигания и сгорания. Установка же форсунки на стороне выпускных каналов нежелательна из-за возможного повышения температуры распылителя выше 453 К (180 °С) — возникают проблемы с нагаром и долговечностью.

На рис. 7 в качестве примера приведены результаты компьютерного моделирования процессов формирования расслоенного заряда в двигателе размерностью $S \times D = 91 \times 93{,}6$ мм, $\xi = 10{,}5$ при $n = 1500$ мин$^{-1}$. Этот рисунок дает наглядное представление о влиянии угла установки форсунки на распределение топлива в выемке поршня и у свечи зажигания в конце такта сжатия.

Так, впрыскивание под углом 45—60° к нижней плоскости головки цилиндров готовит вблизи свечи смесь, состав которой в момент зажигания (20 град. п.к.в. до ВМТ) близок стехиометрическому и потому обеспечивает быстрое сгорание с низкими выбросами углеводородов. Впрыскивание под углом 30° ведет к формированию переобогащенной смеси у свечи, что нежелательно, так как замедляет воспламенение и сгорание, сопровождается высокими выбросами углеводородов.

На формирование смеси влияет не только положение форсунки. Но и геометрия поршня. В частности,

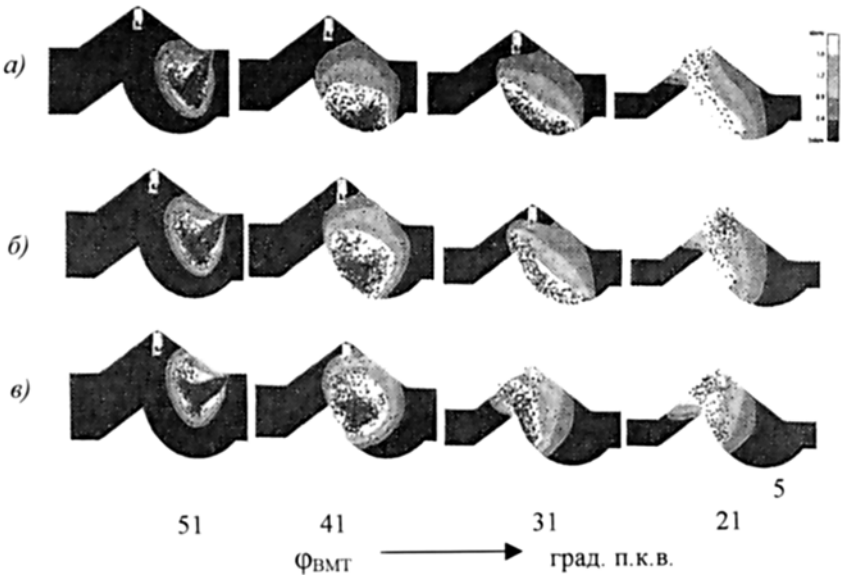


Рис. 7. Расчетное распределение топлива в выемке поршня и у свечи зажигания в конце такта сжатия при наклонах струи 60° (а), 45° (б) и 30° (в) относительно нижней плоскости головки цилиндров

исследования показали, что обычный "плоский" поршень в сочетании с вихрем не позволяет подготовить расслоенную смесь у свечи зажигания и обеспечить работу двигателя при позднем впрыскивании топлива. В то же время сферическая выемка в поршне со стороны впуска и соответствующий наклон форсунки дают возможность направить отраженную струю топлива в зону свечи зажигания, создать здесь расслоенный заряд и обеспечить его стабильное сгорание. Однако у такого способа формирования расслоенного заряда есть существенный недостаток — повышенный уровень выбросов углеводородов и отложение нагара. С этим можно бороться. Например, японские "Мицубиси" и "Тойота" минимизируют выбросы углеводородов и отложение нагара путем повторного распыливания крупных капель при их ударе в стенку или захвата пленкой топлива и быстрого испарения последней теплотой, отбираемой от нагретого поршня и горячего вихревого заряда.

Доказано также, что выемка в поршне не обязательно должна быть сферической. Важно лишь, чтобы она обеспечивала требуемую ориентацию струи впрыснутого топлива, позволяла увеличить интенсивность и турбулентность вихря в конце такта сжатия, минимизировала тепловые потери. Так, для увеличения интенсивности осевого или радиального вихря требуется, чтобы поршень вместе с головкой цилиндров представлял собой вытеснитель и имел компактную, до 0,5—0,7 диаметра цилиндра, выемку, по форме близкую к телу вращения.

Выполнение данных условий, во-первых, уменьшает потери кинетической энергии вихря на тактах впуска и сжатия; во-вторых, повышает тангенциальную и угловую скорости вихря почти пропорционально уменьшению момента инерции воздуха в более компактной камере сгорания в поршне (в соответствии с законом сохранения момента количества движения); в-третьих, способствует генерации дополнительной турбулентности в конце сжатия—начале расширения.

Форма камеры сгорания экспериментального двигателя выбрана с учетом перечисленных выше требований. Часть ее (в головке цилиндров) шатровая, со свечой зажигания в центре и практически не отличается от серийной камеры, свеча зажигания — также серийная. Та же часть камеры, что расположена в поршне, имеет две особенности: ковшеобразную выемку, смещенную к впускным каналам, и большой вытеснитель со стороны выпускных каналов. Форсунка установлена сбоку камеры сгорания под впускными каналами.

В целом система сгорания спроектирована так, чтобы, повторяем, максимально сохранить компоновку базового двигателя и конструкцию основных его деталей и систем.

(*Окончание следует.*)

УДК 621.436

Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля

Канд. техн. наук В.Н. НИКИШИН

КамПИ

То, что периодическое действие газовых и инерционных нагрузок, возникающих при работе поршневого ДВС, вызывает изгибные и угловые колебания его коленчатого вала, общеизвестно. Как и то, что угловые колебания дают дополнительные нагрузки на приводы агрегатов, что отрицательно сказывается на надежности и ресурсе последних (см., например, "АП", 1986, № 10). Однако крутильные колебания влияют не только на прочность приводов, но, как показывает осциллографирование дизелей КамАЗ и ЯМЗ, и на другие характеристики двигателей. В частности, на уровни вибраций гильз цилиндров — основной причины шумности дизеля. Причем это влияние тоже явно отрицательное, т. е. оно увеличивает шумовое излучение.

Рассмотрим, как и почему это получается.

Классическая теория объясняет вибрацию гильз цилиндров ДВС следующим образом: вибрация есть результат ударов поршня о гильзу при его перекладках, причина которых, в свою очередь, — изменение боковой силы *N*, действующей на поршень.

На самом деле, если посмотреть на рис. 1, где приведен график изменения силы *N* за рабочий цикл (кривая *1*) дизеля ЯМЗ-238, то он подтверждает, что данная сила несколько раз меняет свой знак. Но если посмотреть внимательнее, то при каждой такой смене происходит сначала свободное одновременное перемещение верхней и нижней кромок поршня от одной стенки гильзы к диаметрально противоположной, а затем нижняя кромка опережает верхнюю, поскольку ее скорость $v_н$ (кривая *3*) больше скорости $v_в$ (кривая *4*). Естественно, нижняя кромка первой достигает поверхности гильзы и, преодолев масляный слой, соударяется с ней. Точка соударения становится своего рода шарниром, вокруг которого вращается верхняя кромка. Это вращение, очевидно, сопровождается выдавливанием масла из зазора "поршень—гильза".

При следующей смене знака силы *N* картина повторяется в противоположном направлении.

Как видно из рис. 1, значения силы *N* и числа перекладок по тактам цикла неодинаковы. Например, на такте впуска (0—180 град. п.к.в.) поршень перекладывается дважды: в начале хода — на ненагруженную сторону гильзы, а в середине — на нагруженную; на такте сжатия — дважды или даже трижды (все зависит от режима работы дизеля): в начале такта — тоже в ненагруженную сторону, а в конце — один раз в нагруженную, а второй (если он есть) — в ненагруженную; на такте расширения поршень всегда перекладывается один раз — у ВМТ, причем только в нагруженную сторону; наконец, на такте выпуска, как и на такте впуска, поршень перекладывается дважды и в те же стороны.

На рис. 1 весьма любопытны и кривые ускорений нижней (кривая *2*) и верхней (кривая *5*) кромок поршня: на них явно просматриваются ударные импульсы, соответствующие изменению знака боковой силы *N*. То есть таких импульсов в течение

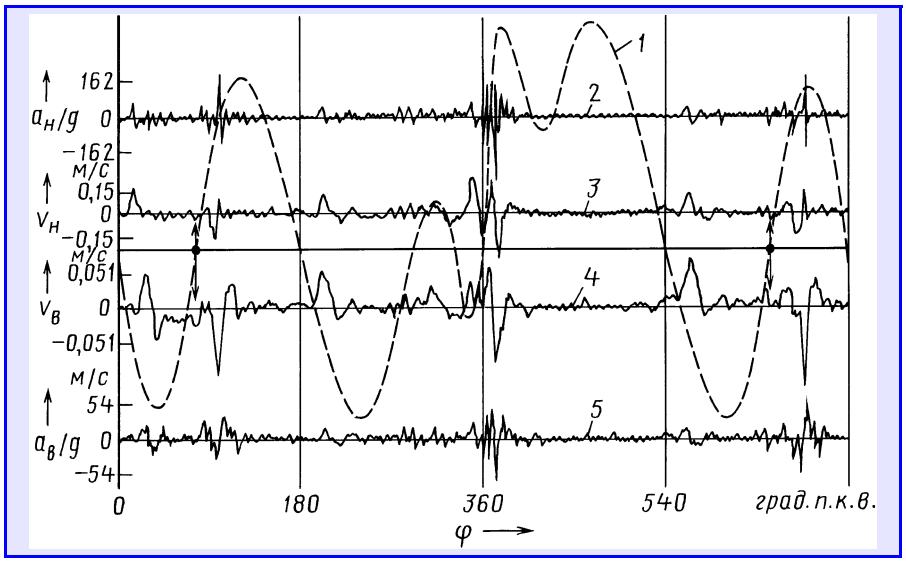


Рис. 1. Осциллограммы боковой силы N, действующей на поршень, скоростей и ускорений нижней и верхней кромок поршня дизеля ЯМЗ-238 в течение рабочего цикла:

1 — боковая сила *N*; *2* — ускорение $a_н$ нижней кромки поршня; *3* — скорость $v_н$ нижней кромки поршня; *4* — скорость $v_в$ верхней кромки поршня; *5* — ускорения $a_в$ верхней кромки поршня

цикла пять: на нагруженной стороне их два, и они соответствуют второй половине тактов впуска и выпуска; на ненагруженной стороне — три, и они соответствуют первой половине тактов впуска, сжатия и выпуска. Причем каждому из этих пяти ударных импульсов предшествуют свободные колебания гильзы.

В теории удара процесс последнего, как известно, разделяется на два периода — активный и пассивный. Во время первого сила соударения тел возрастает и в конце его достигает максимума, т. е. зона контакта тел нагружается до максимума. Оценивают это нагружение по ускорению $a_{уд}$ удара, величина которого зависит от скорости соударения, жесткости соударяемых тел и наличия (или отсутствия) между ними демпфера (в нашем случае — смазочного слоя).

Второй (пассивный) период удара начинается с момента, когда удар достиг максимальной силы. И ускорение меняет свой знак — начинает уменьшаться. Следовательно, уменьшается и сила удара. В результате зона контакта разгружается, идет восстановление упругих деформаций соударившихся тел (поршня и гильзы). Когда же сила удара становится равной нулю, контакт поршня с гильзой, в принципе, может быть нарушен (эффект отскока мяча от пола), однако этого не происходит — препятствует боковая сила *N*, абсолютное значение которой, как видно из того же рис. 1, больше нуля.

Характеристикой пассивного периода удара (ударного импульса) является ускорение $a_т$ торможения ударяющего тела (поршня), а моментом завершения этого периода — момент, когда поверхность ударяемого тела (стенка гильзы) за счет внутренних сил упругости восстанавливает свою исходную (до удара) форму.

Так говорит теория. И она, как показали исследования дизеля ЯМЗ-238, верна. Об этом свидетельствует (рис. 2) несколько модифицированная (начало каждого такта принято при φ = 0 град. п.к.в., а кривые ускорений гильзы по тактам расположены друг над другом) осциллограмма ускорений: на всех кривых четко просматриваются ударные импульсы, создаваемые поршнем при его перекладках. Кроме того, ускорение $a_т$ торможения на всех тактах превышает ускорение $a_{уд}$ удара. Но разница между ними зависит (рис. *3*) от режима работы дизеля.

Так, при его работе с полной нагрузкой эта разница незначительна и составляет 5—15 %, а на холостом ходу она значительно больше. Причина состоит в том, что при работе дизеля без нагрузки на такте сжатия

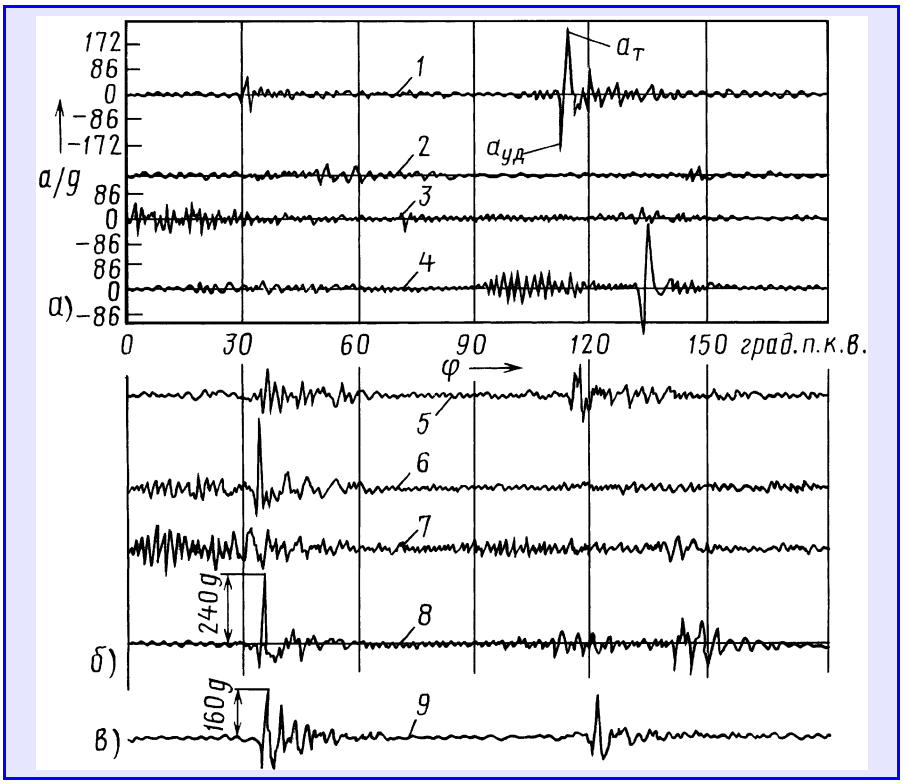


Рис. 2. Осциллограммы изменения виброускорений гильз цилиндров дизеля ЯМЗ-238, работающего на режиме n = 2100 мин$^{-1}$, нагрузка — полная:

1, а — такт впуска, виброускорения гильзы цилиндра № 1 на ненагруженной ее стороне в точках, расположенных вблизи нижней кромки поршня; *2, а* — то же на такте сжатия; *3, а* — то же на такте расширения; *4, а* — то же на такте выпуска; *5, б* — такт впуска, виброускорения гильзы цилиндра № 7 на ненагруженной ее стороне в точках, расположенных вблизи нижней кромки поршня; *6, б* — то же на такте сжатия; *7, б* — то же на такте расширения; *8, б* — то же на такте выпуска; *9, в* — такт впуска, виброускорения гильзы цилиндра № 7 на ненагруженной ее стороне в точках, расположенных вблизи камеры сгорания

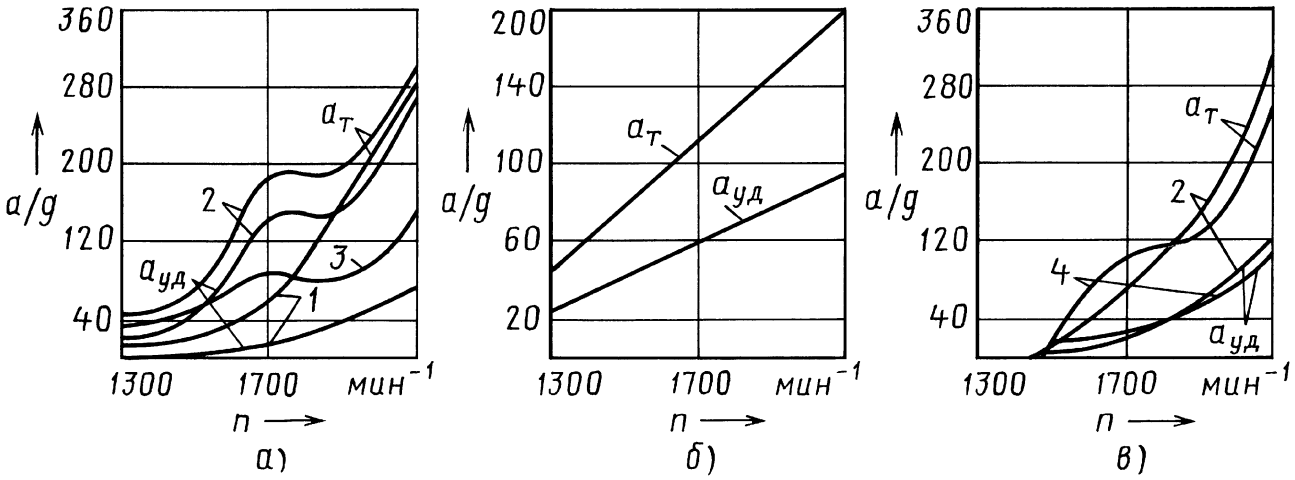


Рис. 3. Зависимость ударных импульсов (ускорений $a_{уд}$ и $a_т$) на нагруженной стороне гильзы цилиндра № 1 в точках, расположенных вблизи нижней кромки поршня (а), ненагруженной при такте впуска стороне гильзы цилиндра № 7 в точках, расположенных вблизи камеры сгорания (б), и ненагруженной стороне в точках, расположенных вблизи нижней кромки поршня (в):

1 — такт выпуска, режим холостого хода; *2* — такт выпуска, нагрузка полная; *3* — такт расширения; *4* — такт сжатия

обеспечиваются лучшие условия смазки зеркала цилиндра и, следовательно, демпфирование удара, которое резко снижает $a_{уд}$. Значение же ускорения $a_т$ от скорости соударения зависит в меньшей степени. Дело в том, что $a_т$ определяется боковой силой N, а она, как известно, на такте выпуска не зависит от нагрузки. Поэтому ускорения $a_т$ при полной и нулевой нагрузках и одинаковых частотах вращения коленчатого вала примерно одинаковы.

Все сказанное относится к одному цилиндру двигателя, поэтому сказать, влияет ли каким-либо образом на величину ударных импульсов, т. е. виброускорения гильзы, что-то конкретное, нельзя. Но если рассмотреть рис. 3 и 4, то оказывается, что при 1700 мин$^{-1}$ и нагрузке 100 % пик имеет не только виброускорение гильзы цилиндра № 1 (см. рис. 3), но и скорость перекладки поршня (см. рис. 4). Анализ же угловых колебаний коленчатого вала и вибраций гильзы показывает, что эти пики совпадают с резонансом угловых колебаний коленчатого вала. Но, кроме того, из расчетных и экспериментальных исследований известно, что для автомобильных дизелей максимальный угол закрутки наблюдается на носке коленчатого вала, — именно там, где располагается цилиндр № 1, причем узел колебаний находится в районе маховика. Поэтому угол закрутки первой шатунной шейки коленчатого вала максимален, а последней шейки — минимален. Что означает: виброускорения гильзы цилиндра, расположенного вблизи маховика, должны быть меньше, чем гильзы цилиндра № 1. И действительно, датчик, установленный у цилиндра № 7 (у цилиндра № 8 его установить не удалось), зафиксировал отсутствие пика ускорений не только при n = 1700 мин$^{-1}$, но и на всех других частотах вращения коленчатого вала. То есть угловые колебания коленчатого вала здесь минимальные и не сказываются на скорости перекладки поршня в районе ВМТ.

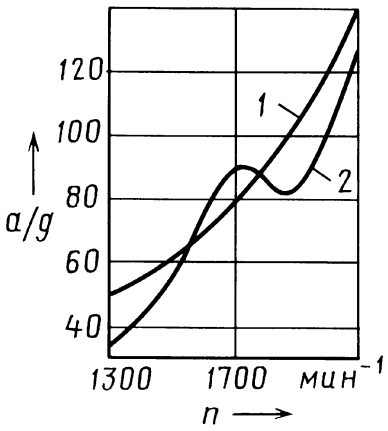


Рис. 4. Зависимость ударных импульсов с нагруженной стороны гильзы цилиндра № 1 от положения точки их измерения (такт расширения):

1 — точка измерения вблизи камеры сгорания; *2* — точка измерения вблизи нижней кромки поршня

К сказанному следует добавить, что влияние угловых колебаний на вибрацию любой гильзы по ее высоте проявляется по-разному (рис. 5): в точках, расположенных ближе к камере сгорания, вибрация определяется в основном пульсациями давлений газа, а в точках в зоне соударения нижней кромки юбки с гильзой она усиливается за счет угловых колебаний вала, которые через шатун передаются на поршень и увеличивают скорость перекладки последнего, т. е. силу соударений с гильзой.

Это своего рода резонанс колебаний. Потому-то он весьма незначи-

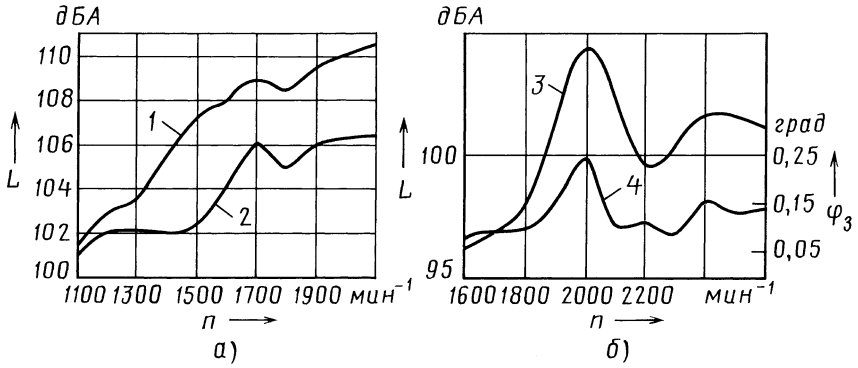


Рис. 5. Зависимость внешнего шума (звукового давления) дизелей ЯМЗ-238 (1, а), ЯМЗ-238Н (2, а), КамАЗ-7403 (3, б) и угла закрутки коленчатого вала КамАЗ-7403 (4, б) от частоты его вращения

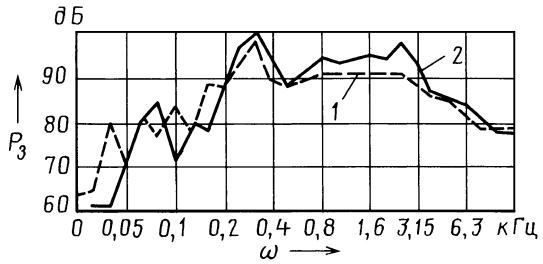


Рис. 6. 1/3-октавный спектр звукового давления на расстоянии 1 м от дизеля КамАЗ-7403:
1 — n = 2600 мин$^{-1}$; 2 — n = 2000 мин$^{-1}$

тел (практически отсутствует) у гильзы цилиндра № 7, максимален у гильзы цилиндра № 1 и постепенно снижается с повышением номера цилиндра.

Резонанс колебаний оказывает существенное влияние на шум дизеля (см. рис. 5). В частности, именно такое его влияние особенно явно проявляется при 1700 мин$^{-1}$ у дизелей ЯМЗ-238Н с газотурбинным наддувом. Если же на такой дизель установить демпфер угловых колебаний, то уровень внешнего шума на данной частоте снижается на ~2 дБа.

Дизель КамАЗ-7403 максимальный шум излучает при n = 2000 мин$^{-1}$. Здесь же, как видим, максимален угол φ закрутки носка коленчатого вала относительно узла колебаний. Установлено: именно при частоте вращения коленчатого вала, равной 2000 мин$^{-1}$, возникает сильный резонанс его угловых колебаний с восьмой моторной гармоникой (260 Гц). При n = 2400 мин$^{-1}$, наоборот, отмечается слабый резонанс, но с 6,5-й моторной гармоникой (частота та же — 260 Гц). Причем уровень шума достаточно хорошо коррелируется с угловыми колебаниями: в спектре шума (рис. 6) при n = 2000 мин$^{-1}$ выделяются спектральные составляющие с резонансной частотой угловых колебаний коленчатого вала и высокочастотные колебания с частотой 2000 Гц, которые вызываются вибрациями гильзы цилиндра, соударениями в шестеренчатых приводах от коленчатого вала.

Демпфер угловых колебаний снижает угол закрутки носка коленчатого вала до 0,05—0,1 %, при этом шум на резонансе уменьшается на 4—5 дБА.

Угловые колебания коленчатого вала влияют не только на шумность дизелей, но и на расход топлива и масла. Это показали эксперименты, выполненные на форсированном дизеле КамАЗ-7403 при двух вариантах его оснащения — с демпфером угловых колебаний коленчатого вала и без него. Режим испытаний в обоих случаях был один и тот же: n = 1850 мин$^{-1}$, поскольку, как свидетельствует статистика, он наиболее часто используется в эксплуатации.

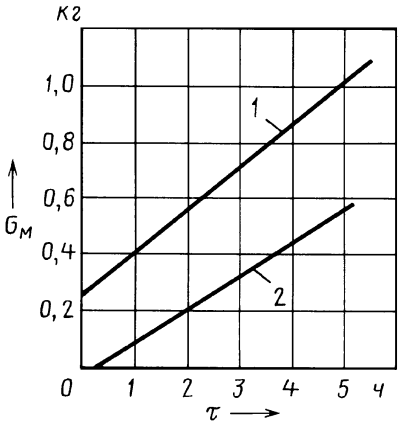


Рис. 7. Зависимость расхода масла дизеля КамАЗ-7403 от времени его работы при резонансе крутильных колебаний коленчатого вала:
1 — демпфера нет; 2 — демпфер есть

Результаты экспериментов иллюстрирует рис. 7: угловые колебания коленчатого вала, действительно, оказывают значительное влияние на расход масла: без демпфера он составляет 146,9 г/ч, а с демпфером — 109,6 г/ч, т. е. на 34 % меньше. Почему — понятно: в общем балансе расхода на угар доля масла, выброшенного в надпоршневой объем инерционными силами, — определяющая. А эти силы обуславливаются именно возвратно-поступательным движением поршня и вибрациями гильзы. Резонанс же угловых колебаний коленчатого вала увеличивает и ускорение поршня, и скорость его перекладки, и вибрацию гильзы цилиндра.

Удельный эффективный расход топлива при работе с демпфером угловых колебаний на 3,5 г/(кВт·ч) меньше, чем при работе дизеля на резонансном режиме угловых колебаний коленчатого вала без демпфера. Другими словами, угловые колебания при резонансе снижают эффективный КПД дизеля на ~1,6 %.

Из всего сказанного вытекает один практический вывод: угловые колебания коленчатого вала влияют не только на прочность коленчатого вала, как принято считать, но и на надежность приводов, экономичность и шум дизеля. Поэтому демпфер колебаний конструктор должен выбирать, исходя из необходимости обеспечить оптимальность всех характеристик.

УДК 621.85

Принципы автоматического управления гибкой трансмиссией полноприводного АТС

Доктора техн. наук С.Б. ШУХМАН и С.В. БАХМУТОВ,
С.Н. КОРКИН, М.А. МАЛКИН

МГТУ "МАМИ", "НАМИ-Сервис"

Система "двигатель—трансмиссия—движитель" — одна из основных систем, определяющих эффективность работы полноприводного АТС. Ее, в свою очередь, можно, используя метод членения, разделить на подсистемы: "движитель—опорная поверхность", "движитель—трансмиссия" и "трансмиссия—двигатель", каждая из которых вносит свой вклад в решение главной задачи системы "водитель—автомобиль—среда" — обеспечение высокой эффективности транспортного процесса. Но здесь очень многое зависит от правильности схемы распределения мощности по колесам, т. е. выбора, который точно соответствует типу трансмиссии, классу грузоподъемности и предназначению АТС условиям его применения.

В оптимизации параметров системы "двигатель—трансмиссия—движитель" наиболее сильно нуждаются полноприводные автомобили, поскольку у них число возможных комбинаций режимов работы ведущих колес в каждый конкретный момент времени существенно больше, чем у неполноприводных. Это особен-

но заметно проявляется при возрастании числа мостов (осей), криволинейном движении, движении по деформируемым грунтам и неровным опорным поверхностям. Причем вероятность возникновения силовой и скоростной несимметрии между отдельными мостами (осями) и колесами движителя повышается не только с ростом числа колес, но и массово-габаритных параметров автомобиля.

Из сказанного со всей очевидностью следует: для многоосных полноприводных автомобилей самым перспективным направлением совершенствования конструкции является применение "гибких" приводов движителя, т. е. электрических и гидрообъемных трансмиссий. Именно они (и только они) позволяют организовать управление распределением мощности (крутящего момента) двигателя по колесам движителя по оптимальному закону регулирования.

Однако сделанный вывод пока, скажем прямо, на практике реализуется плохо. Чтобы убедиться в этом, достаточно вспомнить, что все нынешние полноприводные автомобили, даже однотипные, имеют различные схемы трансмиссии. И небеспричинно: теоретическое обоснование их разработок с учетом особенностей функционирования ДВС, трансмиссии и колесного движителя до сих пор не завершено. В связи с чем, на наш взгляд, будет совершенно правильным рассмотреть принципы управления "гибкой" трансмиссией.

Система ее управления должна, очевидно, обеспечивать такое регулирование силового привода колес, которое соответствует требованиям, предъявляемым к полноприводным автомобилям, специально предназначенным для использования в трудных дорожных условиях и условиях бездорожья. Главные из них состоят в том, что трансмиссия должна: быстро изменять режим движения в соответствии с командой водителя и заложенными в систему управления алгоритмами; стабильно выдерживать заданный режим движения в постоянно меняющихся условиях; обеспечивать работу двигателя в оптимальном стационарном режиме, т. е. в режиме, представляющем собой компромисс между минимальными расходом топлива, токсичностью отработавших газов и т. п.; распределять мощность по колесам так, чтобы суммарные ее потери сводились к минимуму, а крутящие моменты — чтобы не были превышены текущие сцепные свойства контакта "шина—опорная поверхность" под каждым колесом; изменять величины крутящих моментов на колесах без разрыва потока мощности — плавно, без скачков регулировать частоту вращения любого колеса независимо от других колес в соответствии с неровностями опорной поверхности под ним, траекторией его движения в плане и заданным управляющим рассогласованием частот вращения колес.

На систему "двигатель—трансмиссия—движитель" воздействуют, с одной стороны, водитель, задавая педалью управления желаемый режим движения АТС, а с другой — сопротивление движению. (Здесь и далее под термином "сопротивление движению" понимаются не только сопротивления качению колес, движению на подъем, воздушной среды и разгону, но и сопротивление со стороны прицепа, поскольку для системы управления неважно, что противодействует движению — потери мощности при передаче тягового усилия на колеса или сила тяги на крюке.)

Очевидно, что система управления должна обеспечить желаемый режим движения при текущем конкретном сопротивлении движению. Эта задача решается выбором соответствующего передаточного числа трансмиссии, а если в качестве объекта регулирования выступает также и двигатель, то и выбором необходимого режима его работы.

Несомненно и то, что результат такого выбора неоднозначен: существуют целые диапазоны передаточных чисел трансмиссии и частот вращения коленчатого вала двигателя, внутри которых может быть обеспечен желаемый режим движения. То есть задача системы управления бесступенчатой трансмиссией, по существу, сводится к выбору из всего возможного диапазона передаточных чисел трансмиссии того передаточного числа, при котором двигатель будет работать в оптимальном режиме.

Таких режимов, в принципе, несколько: работа с минимальным расходом топлива, минимальным выбросом вредных веществ и т. п., а при максимальном отклонении органа подачи топлива — режим работы по внешней характеристике. Все они образуют так называемую регуляторную характеристику, т. е. совокупность точек частичных характеристик, в которых двигатель имеет, например, минимальный расход топлива, с последующим их выходом на внешнюю скоростную характеристику.

Но любая частичная характеристика двигателя однозначно определяется положением органа регулирования подачи топлива — углом α, на который перемещена педаль управления. Следовательно, его регуляторную характеристику столь же однозначно можно выразить через параметр α, если каждому его значению поставлены в соответствие координаты (N_x, n_x) точки регуляторной характеристики, расположенной на данной частичной характеристике двигателя, определяемой углом α. Другими словами, регуляторную характеристику двигателя можно представить (рис. 1) совокупностью зависимостей $N_x = f(\alpha)$, $M_x = f(\alpha)$, $n_x = f(\alpha)$.

Таким образом, задав конкретное значение угла α положения органа регулирования подачи топлива, мы тем самым задаем величины N_x, M_x и n_x. И наоборот, замеряя величины $M_д$ и $n_д$, можем однозначно установить, каков должен быть угол α, чтобы двигатель работал по регуляторной характеристике.

Поскольку текущая величина сопротивления движению не известна, система управления должна быть построена так, чтобы при отклонении текущего режима движения АТС от заданного она была способна выполнить некоторое регулирующее воздействие на систему "двигатель—трансмиссия—движитель", определять изменения текущего режима движения вследствие этого воздействия, уточнять на основе анализа величину следующего регулирующего воздействия и повторять процесс до тех пор, пока будет ликвидировано отклонение текущего режима движения от заданного

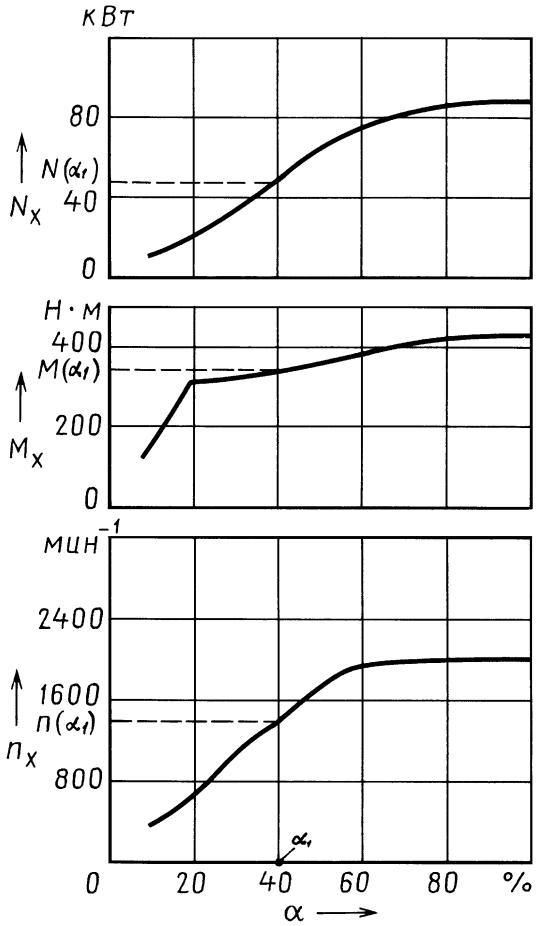


Рис. 1. Регуляторные характеристики двигателя

(рис. 2). Иначе говоря, работа системы управления должна носить характер поиска.

Как известно, системы управления бесступенчатой трансмиссией АТС в зависимости от того, каким параметром движения управляет водитель, можно разделить на две группы.

Так, если педаль *1* управления жестко связана с органом регулирования подачи топлива (рейкой топливного насоса, заслонкой карбюратора и т. п.), то водитель, изменяя ее положение, задает тем самым величину мощности на регуляторной характеристике двигателя, которую последний должен развить. Задача системы управления трансмиссией *2* в этом случае состоит в том, чтобы выбрать для нее передаточное число, обеспечивающее реализацию заданной мощности на преодоление сопротивления движению в пределах сцепных возможностей движителя. Тогда скорость движения АТС будет, очевидно, величиной производной.

Такую систему управления называют системой управления "класса *N*". Работает она следующим образом: водитель перемещает педаль управления на некоторый угол; система управления замеряет величину этого угла на заданной регуляторной характеристике двигателя $n_x = f(\alpha)$, определяет теоретически необходимую частоту $n_{дт}$ вращения коленчатого вала и сравнивает ее с фактической $n_{дф}$ частотой его вращения. Если разница между ними больше допустимой, изменяет подачу топлива в двигатель так, чтобы $(n_{дт} - n_{дф})$ стала равной $\Delta n_{зад}$. Но не исключается и вариант, при котором по углу α система определяет не $n_{дт}$ и сравнивает с $n_{дф}$, а теоретически необходимый крутящий момент $M_{дт}$ и сравнивает с замеряемым фактическим моментом $M_{дф}$. Однако в обоих случаях сигнал на выходе блока сравнения и должен быть той командой, по которой исполнительное устройство изменяет передаточное число бесступенчатой трансмиссии до момента ликвидации рассогласования по сравниваемым параметрам двигателя.

Если положение педали *1* управляет только скоростью движения АТС, то изменение положения органа подачи топлива в двигатель и выбор соответствующего передаточного числа должна брать на себя система управления, которую называют системой "класса *V*".

Теперь о движении АТС по криволинейной траектории.

Известно, что аналитическое выражение мощностного баланса отдельного колеса и АТС в целом при его криволинейном движении существенно отличается от выражения мощностного баланса при прямолинейном движении. Это происходит не только потому, что направления продольных сил и поступательных скоростей движения отдельных колес не совпадают, а величины поступательных скоростей колес различны, но и потому, что при криволинейном движении колеса возникают дополнительные силовые факторы — боковая сила, момент сопротивления повороту и т. п. И на первый взгляд кажется, что автоматическая система управления трансмиссией должна обязательно учитывать данное обстоятельство. Однако на деле совсем не так. АСУ определяет режим движения с минимальными потерями мощности методом поиска, и для ее работы безразлично, является ли движение АТС прямолинейным или осуществляется по криволинейной траектории.

Действительно, если в системе взаимосвязанных колес, вращающихся с одинаковой частотой, какое-либо колесо начнет двигаться по дуге большего радиуса, чем другие колеса, т. е. проходить больший путь за одинаковое время, то это эквивалентно увеличению радиуса качения колеса, ускорившего свое вращение. И система уменьшит крутящий момент на его оси и соответствующим образом изменит крутящие моменты на других колесах, что, в свою очередь, изменит величину суммарных потерь мощности и заставит сис-

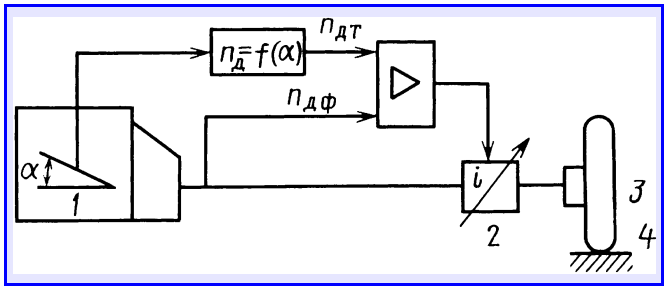


Рис. 2. Упрощенная схема управления "гибкой" трансмиссией АТС:
1 — педаль управления (в случае системы "класса *N*" — подачей топлива в двигатель, в случае системы " класса *V*" — скоростью движителя АТС); *2* — трансмиссия; *3* — колесо АТС; 4 — опорная поверхность

тему управления начать поиск таких передаточных чисел трансмиссии, которые в изменившихся условиях движения удовлетворяют минимуму затрат мощности на движение.

В результате каких-либо специальных мероприятий по учету криволинейности траектории движения АТС для автоматической системы управления не требуется. Однако с целью сокращения времени поиска и объема операций желательно предварительно информировать ее об ориентировочном соотношении кинематических передаточных чисел приводов отдельных колес в данных условиях движения.

Как известно, рулевое управление любого автомобиля функционирует таким образом, что по углу β поворота рулевого колеса можно расчетным путем определить радиус кривизны траектории как автомобиля в целом, так и любого его колеса (в том числе неповоротного). Другими словами, радиус R кривизны траектории колеса с номером j есть функция от угла поворота рулевого колеса, т. е. $R_j = \psi_j(\beta)$.

Далее. Поскольку угловая скорость поворота автомобиля в плане одинакова для всех его элементов, включая колеса, то получаем:

$$\omega_\theta = \frac{v_j}{R_j} = \frac{\omega_{\text{к}j} r_{\text{к}j}}{\psi_j(\beta)}$$

(v_j — поступательная скорость колеса с номером j; $\omega_{\text{к}j}$ — угловая скорость вращения колеса с номером j; $r_{\text{к}j}$ — радиус качения колеса с номером j).

Передаточное же число привода колеса с номером j выражается соотношением

$$i_j = \frac{\omega_{\text{д}}}{\omega_{\text{к}j}} = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{к}j}},$$

где: $\omega_{\text{д}}$ и $n_{\text{д}}$ — соответственно угловая скорость и частота вращения входного вала привода (коленчатого вала двигателя); $n_{\text{к}j}$ — частота вращения колеса с номером j.

Если принять, что радиусы качения всех колес примерно одинаковы, то соотношение передаточных чисел приводов колес, например, с номерами m и n определится следующим образом:

$$\frac{i_m}{i_n} = \frac{n_{\text{к}n}}{n_{\text{к}m}} = \frac{\psi_n(\beta)}{\psi_m(\beta)}.$$

Таким образом, замеряя угол β поворота рулевого колеса и имея информацию о зависимостях $R_j = \psi_j(\beta)$, можно ориентировать автоматическую систему управления на предположительное соотношение кинематических передаточных чисел любых отдельных колес.

УДК 621.83.062.1

О скольжении ремня в процессе регулирования вариатора

Канд. техн. наук Н.П. БАЛОВНЕВ, С.А. ВЛАСЕНКО

МГТУ "МАМИ"

В настоящее время при проектировании трансмиссий легких, с двигателями рабочим объемом до 100 м^3, мототранспортных средств конструкторы все чаще отдают предпочтение не традиционной ступенчатой передаче, а бесступенчатой, выполненной на базе автоматического клиноременного вариатора.

Причины такого предпочтения хорошо известны. Автоматический клиноременный вариатор прост в изготовлении и техническом обслуживании, может выполнять роль муфты сцепления, придает транспортному средству более высокие тягово-динамические характеристики. Сказывается и то, что уже накоплен достаточно большой опыт проектирования и производства трансмиссий с вариаторами различных конструкций. В частности, трансмиссий, состоящих из одной или двух центробежных муфт сцепления, автоматического клиноременного вариатора, цепной или зубчатой передачи.

Но менее известно то, что есть и факторы, наоборот, сдерживающие широкое распространение автоматического клиноременного вариатора. И главный из них — резиноармированный клиновой ремень: его физические характеристики таковы, что изменение передаточного отношения в процессе регулирования происходит по очень сложному, все еще всесторонне не изученному до сих пор закону. Что, естественно, затрудняет расчет и проектирование таких передач, требует больших затрат времени и средств на экспериментальную доводку трансмиссии.

Одна из неполностью известных сторон процесса — взаимодействие ремня и шкивов при его регулировании. Поэтому любая попытка заполнить этот теоретический "пробел", в том числе и рассмотренная ниже, должна представлять интерес для специалистов.

В работающем ремне можно выделить (рис. 1) несколько характерных участков, на которых условия нагружения одинаковы, а равновесие элемента может быть описано известными уравнениями.

Так, на участках *I* и *VI* ремень не контактирует со шкивами. Следовательно, к ним вполне применима теория плоских сечений, т. е. условия равновесия каж-

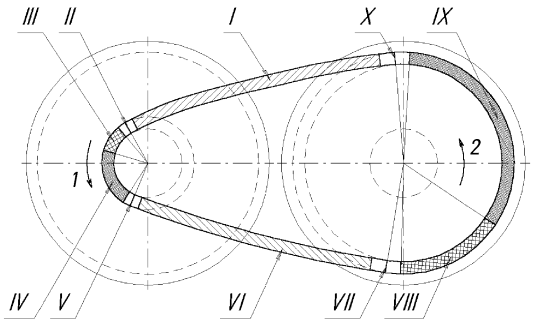


Рис. 1. Участки ремня с различными условиями нагружения: *1* — ведущий шкив; *2* — ведомый шкив

дого их элемента можно достаточно точно описать уравнениями сопротивления материалов, применяемыми для описания кривого бруса. (Кривого бруса потому, что относительно короткий ремень вулканизируют в круговом его состоянии, поэтому при растяжении он принимает не линейную форму, а лишь стремится к ней, причем чем больше сила растяжения, тем ближе к ней приближается.)

Конечно, описание такой формы с помощью формул сопротивления материалов дело не простое: прогибы ремня большие, из-за чего уравнения. соответствующие данной схеме, аналитическому решению поддаются трудно. Тем не менее это возможно. Например, с помощью метода последовательных приближений.

Но предлагались и другие методы. В частности, В.К. Мартынов сделал попытку описать форму ветви ремня при растяжении с помощью уравнения эластики Эйлера.

На участках *II* и *VII* входа ремня соответственно на ведущий и ведомый шкивы есть точка перегиба. Причем ее наличие подтверждается не только зрительно, но и пиками на диаграмме напряжений в верхних волокнах ремня, полученной его тензометрированием при работе вариатора на холостом ходу. На этих участках сечения ремня искажаются, ремень сначала перегибается и только затем начинает скользить относительно щек шкивов, заглубляясь на рабочие диаметры последних. Способов аналитического описания этих участков пока нет.

Участок *III* (его называют дугой сцепления) растянут и зажат между щеками ведущего шкива *1*, и он не скользит относительно их, так как сила трения больше силы, сдвигающей элемент ремня.

Это тоже подтверждено многими исследователями. Например, Ю.М. Мартыхиным, который доказал, что на данном участке ремень не перемещается ни в осевом, ни в радиальном направлениях. На нем он передает радиальное усилие, а его укорочение, связанное с уменьшением растягивающей силы, полностью компенсируется искривлением его поперечного сечения.

Для математического описания участка *III* необходимо учитывать физические свойства ремня — такие, как сопротивления растяжению, изгибу и сжатию.

На участке *IV* укорочение уже не может полностью компенсироваться искажением поперечного сечения ремня, боковые его грани начинают проскальзывать относительно щек шкива, преодолевая силу трения покоя. Поэтому данный участок в литературе называют дугой скольжения.

Участки *V* и *X* — участки выхода ремня из взаимодействия со шкивами (ведущим и ведомым соответственно). На них также имеется точка перегиба, о чем свидетельствуют пики на диаграмме напряжений в верхних волокнах ремня. Причем эти пики в 2 раза превосходят максимальные напряжения на других участках.

Причины пиков разные. Так, пик на ведомом шкиве *2* Б. А. Пронин объясняет тем, что ремень "выдергивается" из канавки шкива; на ведущем же шкиве *1* его появление объясняется тем, что элемент ремня, преодолевая трение, сам выходит из контакта со шкивом за счет энергии, накопленной при сжатии.

На участке *III* удлинение ремня, связанное с увеличением растягивающей силы, полностью компенсируется искривлением поперечного сечения ремня, а на участке *IX* удлинение ремня уже не может полностью компенсироваться искажением поперечного сечения ремня, и его боковые грани начинают проскальзывать относительно щек шкива, преодолевая силу трения покоя.

Рассмотренные 10 участков имеют место при работе передачи в стационарном режиме, т. е. при постоянном передаточном отношении. Однако в момент, когда передаточное отношение меняется, равновесие системы "шкивы—ремень" каждого из участков нарушается. Это, в свою очередь, меняет длину участков, граничные условия и характер нагружения ремня. Как в данном случае взаимодействует ремень со шкивами, изучено и описано во многих публикациях, поэтому останавливаться на данном вопросе смысла нет. Более интересны до конца не изученные процессы регулирования ведущего и ведомого шкивов при увеличении и уменьшении передаточного отношения вариатора. Их и рассмотрим.

Кроме скольжения, которое присуще вариатору, работающему с постоянным передаточным отношением, в процессе изменения этого отношения появляется и геометрическое скольжение, которое обусловлено изменением длины дуги ремня, находящегося в контакте со шкивом при одном и том же угле охвата: при уменьшении передаточного отношения длина дуги растет, а при увеличении — сокращается. Но геометрическое скольжение заметно, по-видимому, только при малых частотах вращения коленчатого вала двигателя. При больших же частотах оно практически отсутствует, так как при регулировании у ремня есть возможность не скользить, а сжиматься (или, наоборот, разжиматься — все зависит от того, увеличивается или уменьшается передаточное отношение), позволяя тем самым новым, набегающим на шкив, участкам ремня переходить на другой рабочий радиус. Поэтому в дальнейшем принимать его во внимание не будем.

Теперь о регулировании вариатора. Рассмотрим четыре его варианта: шкивы не вращаются и не передают тангенциальное усилие; шкивы вращаются, но не передают тангенциальные усилия; шкивы не вращаются, но передают тангенциальные усилия; шкивы вращаются и передают тангенциальное усилие.

Для первого варианта определим траекторию L_{AS} произвольной точки *A* ремня при регулировании положения подвижного шкива, считая, что силы, приложенные к разным ветвям ремня, одинаковы; силы трения в радиальном направлении отсутствуют; ремень — идеальный, т. е. абсолютно гибкий и невесомый.

При таких условиях точки *A* и *B* перемещаются (рис. 2) по прямой в радиальном направлении. Потому что приложенные в них силы дают результирующую, направленную вдоль *AB*. Все же остальные точки ремня будут перемещаться по таким траекториям, для которых начальная длина L_{AS} дуги будет неизменная. Она, очевидно, равна произведению $\rho d\varphi$, где ρ — радиус, а φ — угол смещения ремня относительно центра шкива.

Используя это выражение в полярных координатах, можно записать зависимость радиуса положения точ-

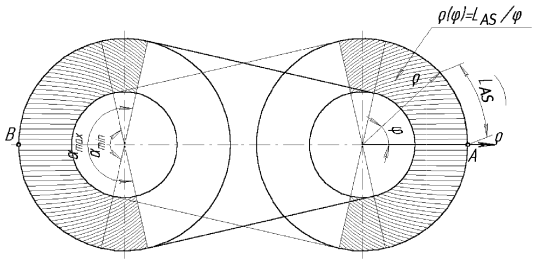


Рис. 2. Траектория движения точек A и B ремня при невращающихся шкивах:
α_{max} и α_{min} — углы обхвата ремня; L_{AS} — длина дуги от осевой линии до рассматриваемой точки; φ — угол от осевой линии до рассматриваемой точки; ρ — радиус положения исходной точки

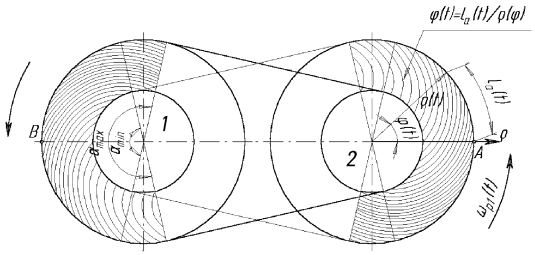


Рис. 3. Траектории точек ремня при вращающихся шкивах:
1 — ведомый шкив; *2* — ведущий шкив

ки ремня от φ и L_{AS} (формула № 1 в таблице). То есть получить уравнение траектории движения произвольных точек ремня на невращающемся шкиве вариатора при его регулировании, которые на рис. 2 показаны тонкими линиями.

Из рисунка можно сделать вывод: скольжение ремня в тангенциальном направлении с приближением точек ремня к участку входа или выхода увеличивается.

При втором варианте, т. е. когда шкивы вращаются, но не передают тангенциальное усилие (рис. 3), к перемещению ремня из-за изменения длины дуги, имеющему место при первом варианте, добавляется еще и окружное перемещение, обусловленное вращением шкивов. Причем в реальной конструкции возможна ситуация, когда при регулировании вариатора, если радиальное перемещение ремня (скольжение) будет равно мнимому (когда шкивы сближаются, а ремень деформируется, не перемещаясь), дополнительное скольжение появляться не будет, и регулирование сведется не к радиальному перемещению ремня (через преодоление сил трения), а к деформированию его дуги, находящейся во взаимодействии со шкивом: новые участки ремня, входящие в контакт со шкивом, будут переходить на больший диаметр.

Характеристики траектории произвольной точки ремня при регулировании положения подвижного

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\rho(\varphi) = \dfrac{L_{AS}}{\varphi}$	L_{AS} — длина дуги от осевой линии до рассматриваемой точки; φ — угол от осевой линии до рассматриваемой точки
2	$v_{bn}(t) = \dfrac{v_{px}(t)}{2\mathrm{tg}(\alpha_p)}$	t — время; α_p — угол профиля канавки шкива
3	$v_{bt}(t) = \omega_{p1}(t)\rho(t)$	ω_{p1} — угловая скорость ведущего шкива
4	$S_{p1}(t) = \int\limits_{t_1}^{t_2} v_{px}(t)\,dt$	—
5	$\rho(t) = \dfrac{S_{p1}(t)}{2\mathrm{tg}(\alpha_p)} = \dfrac{1}{2\mathrm{tg}(\alpha_p)}\int\limits_{t_1}^{t_2} v_{px}(t)\,dt + \rho_0$	ρ_0 — начальный радиус расположения ремня
6	$L_a(t) = \int\limits_{t_1}^{t_2} \omega_{p1}(t)\,\rho(t)dt + l_{a0}$	l_{a0} — начальная длина дуги ремня
7	$\varphi(t) = \dfrac{l_a(t)}{\rho(t)} = \dfrac{\int\limits_{t_1}^{t_2} \omega_{p1}(t)\left[\dfrac{1}{2\mathrm{tg}(\alpha_p)}\int\limits_{t_1}^{t_2} v_{px}(t)\,dt + \rho_0\right]dt + l_{a0}}{\dfrac{1}{2\mathrm{tg}(\alpha_p)}\int\limits_{t_1}^{t_2} v_{px}(t)\,dt + \rho_0}$	—
8	$\rho(\varphi) = \dfrac{L_{AS}}{\varphi + \varphi'}$	—
9	$\varphi(t) = \dfrac{l_a(t)}{\rho(t)} = \dfrac{\int\limits_{t_1}^{t_2} \omega_{p1}(t)\left[\dfrac{1}{2\mathrm{tg}(\alpha_p)}\int\limits_{t_1}^{t_2} v_{px}(t)\,dt + \rho_0\right]dt + l_{a0}}{\dfrac{1}{2\mathrm{tg}(\alpha_p)}\int\limits_{t_1}^{t_2} v_{px}(t)\,dt + \rho_0} - \varphi'$	l_a — текущая длина ремня

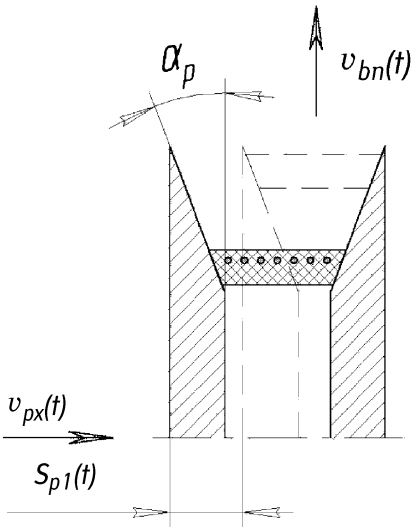


Рис. 4. Направления v_{px}, v_{bn} и перемещения S_{p1} подвижной части регулируемого шкива

шкива при тех же допущениях, что и в случае первого варианта, следующие.

Скорость v_{bn} движения ремня в радиальном направлении (рис. 4) дает формула № 2.

Тангенциальная скорость v_{bt} ремня определяется скоростью вращения соответствующей точки шкива — формулой № 3, перемещение S_{p1} подвижной части шкива в осевом направлении — формулой № 4, рабочий радиус $\rho(t)$ (рис. 5) — формулой № 5, длина L_a дуги ремня — формулой № 6, а зависимость угла положения точки ремня — формулой № 7.

При третьем варианте (шкивы не вращаются, ведущий и ведомый шкивы передают тангенциальное усилие) точки *A* и *B* уже не будут перемещаться по одной линии, а сместятся относительно ее, поскольку крутящий момент изменит распределение растягивающих сил в ветвях ремня. При этом если бы вариатор не регулировался, то не было бы на дуге ремня и точки, которая перемещалась бы только в радиальном направлении. То есть появление такой точки возможно только тогда, когда возникает дополнительное осевое усилие, заставляющее ремень переходить на бóльший диаметр, и появляется она потому, что дополнительное осевое усилие вызывает дополнительное же растяжение дуги ремня, находящейся в контакте со шкивом. В этой точке сумма сил должна быть направлена по радиусу к центру шкива.

Рассмотрим три случая нагружения передачи: силы напряжения ведущей (F_1) и ведомой (F_2) ветвей ремня равны $F_1 = F_2 = 0$; $F_1 \neq F_2$ и $F_1 < F_2$.

В первом случае до начала регулирования силы растяжения на всем участке контакта ремня со шкивом, очевидно, равны нулю (рис. 6, *а*). Но при регулировании диски шкива сближаются, приводя тем самым к тому, что по всей дуге появится дополнительное растягивающее усилие. Эпюра будет (рис. 6, *б*) симметричной относительно точки *A*, а равнодействующая сила направлена по радиусу, поэтому точка будет перемещаться только по радиусу.

Во втором случае до начала регулирования все сечения ремня испытывают одинаковое усилие растяжения (рис. 7, *а*). При регулировании, так же, как и в первом случае, появится дополнительное растягивающее усилие, что приведет к дополнительному растяжению элементов ремня, но при этом эпюра останется симметричной относительно точки *A* (рис. 7, *б*), и в данной точке равнодействующая сил направлена по радиусу, поэтому точка будет перемещаться только по радиусу.

В третьем случае в ветвях ремня действуют разные по величине усилия, т. е. шкив передает некоторое тангенциальное усилие, из-за чего эпюра сил растяжения изменится: она будет не постоянной по высоте, а возрастающей (рис. 8, *а*). При регулировании появится дополнительное растягивающее усилие, что приведет к дополнительному растяжению элементов ремня, и суммарная эпюра уже не будет симметричной относительно точки *A* (рис. 8, *б*), а исказится в сторону большего усилия в свободной ветви ремня. Теперь точкой, в которой ремень будет перемещаться по радиусу, будет не точка *A*, а некоторая точка *A′*, в которой равнодействующая сил направлена по радиусу (рис. 8, *в*).

В результате при регулировании передачи и невращающихся шкивах, передающих тангенциальное усилие, точка *A′* будет перемещаться по радиусу, а траектория всех остальных точек может быть найдена из уравнения, описанного в первом варианте процесса регулирования вариатора, но с учетом угла φ', на который сместится точка ремня, перемещающаяся только по радиусу. (Остальные точки также сместятся на этот угол.) Зависимость радиуса нахождения точки

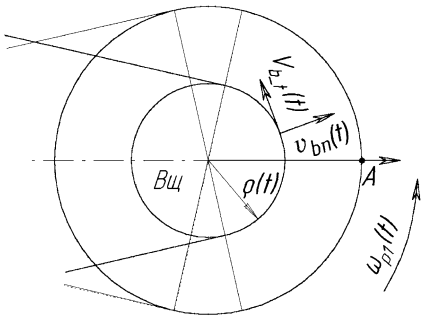


Рис. 5. Скорости точек ведущего шкива

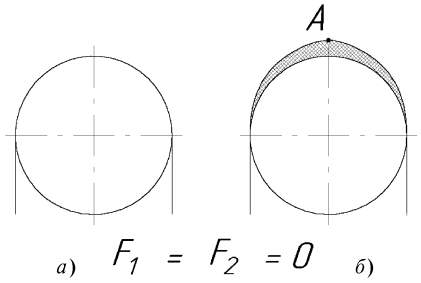


Рис. 6. Эпюры перемещений точек ремня при $F_1 = F_2 = 0$ (а) и при регулировании вариатора (б)

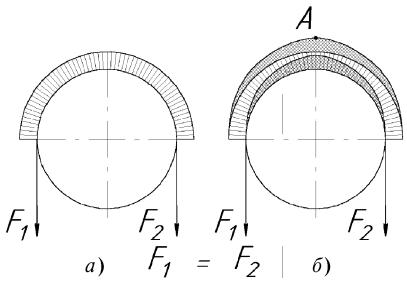


Рис. 7. Эпюры перемещений точек ремня при $F_1 \neq F_2 \neq 0$ (а) и при регулировании вариатора (б)

ремня от угла и длины дуги (в полярных координатах) для этого варианта регулирования передачи примет вид формулы № 8. (Рассчитанные по ней траектории движения точек ремня приведены на рис. 9.)

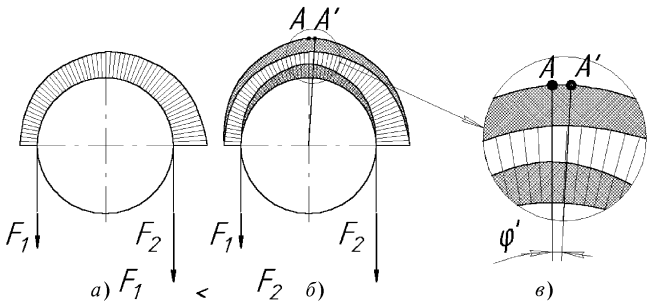


Рис. 8. Эпюры перемещений точек ремня при $F_1 < F_2$ (а) и при регулировании вариатора (б и в)

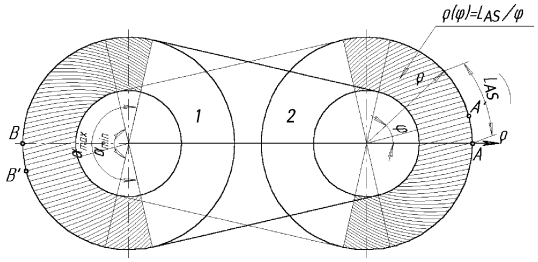


Рис. 9. Траектории перемещений точек ремня при вращающихся шкивах, которые передают тангенциальное усилие:
1 — ведомый шкив; *2* — ведущий шкив

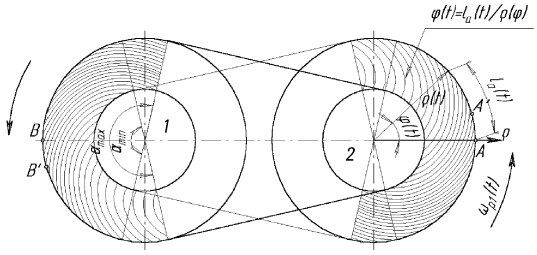


Рис. 10. Траектории перемещений точек ремня при четвертом варианте регулирования вариатора:
1 — ведомый шкив; *2* — ведущий шкив

При четвертом варианте (шкивы вращаются и передают тангенциальное усилие) уравнение траекторий перемещений точек шкива будет таким же, как и во втором варианте, но с учетом угла φ′, рассмотренного в третьем варианте. Зависимость радиуса положения точки ремня от угла и длины дуги (в полярных координатах) для этого варианта регулирования передачи примет вид формулы № 9. Построенные по ней траектории перемещений точек ремня показаны на рис. 10.

Таким образом, в процессе регулирования вариатора направление скольжения каждого элемента идеального клинового ремня относительно шкивов меняется. Причина — изменение усилия растяжения ремня. Но есть все основания считать, что и при реальном ремне эта закономерность (с некоторыми уточнениями, разумеется) сохраняется.

Математическое моделирование как инструмент повышения управляемости АТС

Роль математических моделей в создании и совершенствовании автомобильной техники на современном этапе очевидна. Но и сами модели постоянно совершенствуются, учитывают все больше различных факторов, объединяются с моделями смежных систем и процессов. Подтверждение тому — предлагаемые вниманию читателей статьи.

УДК 629.113/.115 «71»

Динамика криволинейного движения автомобиля с учетом характеристик распределительного устройства гидроусилителя рулевого управления

Канд. техн. наук В.В. СЕЛИФОНОВ, Э.Н. ЦЫБУНОВ

МГТУ "МАМИ"

Цель моделирования неустановившегося криволинейного движения автомобиля — получить характеристики (управляемость, устойчивость, стабилизация, поворачиваемость) его поведения при этом движении. Причем оптимальными считаются те характеристики, при которых он быстро, с минимальным колебанием в процессе достижения установившегося движения реагирует на входные сигналы. Дифференциальные уравнения неустановившегося движения, как правило, строятся под уже существующие методы дорожных испытаний. И "велосипедная" модель (формулы № 1 в таблице), предложенная в середине прошлого века Д.Р. Эллисом и получившая наибольшее распространение, в практике расчетов в этом смысле — не исключение.

Однако данная модель не учитывает ряд очень важных параметров автомобиля, влияющих на характер криволинейного движения — таких, как крен кузова, перераспределение вертикальных нагрузок по бортам, изменение коэффициента сопротивления уводу колес осей при изменении вертикальных нагрузок на эти колеса, кинематические уводы колес и осей, вызванные криволинейным движением автомобиля. Поэтому специалисты вносят в модель соответствующие дополнения. Например, один из авторов статьи, В.В. Селифонов, для учета увода осей автомобиля предложил

рассматривать боковые их реакции R_{y1} и R_{y2} как функции суммарных углов $\delta_{\Sigma 1}$ и $\delta_{\Sigma 2}$ увода и подсчитывать данные реакции по формулам № 2, а входящие в них эквивалентные коэффициентам сопротивления уводу $\delta_{\Sigma 1}$ и $\delta_{\Sigma 2}$ определять по формулам № 3.

Дополненная таким образом модель имеет, в отличие от "велосипедной", уже три основные степени свободы — поворот относительно вертикальной оси, боковые движение и крен кузова. Кроме того, уравнение, описывающее динамику продольного движения, из рассмотрения исключается, так как продольная составляющая линейной скорости центра масс автомобиля принимается постоянной. В итоге математическая модель неустановившегося криволинейного движения автомобиля приобретает вид формул № 4. Именно их использовал, причем довольно успешно, Э.В. Лавровский при исследовании управляемости и устойчивости сочлененного автобуса с толкающей задней секцией.

Но и эта модель, как показал анализ, учитывает далеко не все. В частности, она не включает математического описания рулевого управления. Что, естественно, снижает ее практическую ценность. Поэтому в МГТУ "МАМИ" решили заполнить данный пробел и разработали модель (формулы № 5) криволинейного движения автомобиля, оснащенного наиболее распространенной в настоящее время системой рулевого управления (рис. 1) с гидроусилителем, имеющим роторный распределитель. Она позволяет исследовать характеристики устойчивости и управляемости автомобиля с учетом влияния конструкции распределителя гидроусилителя руля, задаваемых внешних возмущений от дороги, а также оценить характеристики и параметры как всего рулевого управления, так и влияние отдельных его узлов и деталей на устойчивость и управляемость.

В качестве примера ее эффективности на рис. 2 приведены результаты расчетов испытания "рывок ру-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\begin{cases} m_a(v_y + \omega v_x) = R_{y2} + R_{y1}; \\ I_z\dot{\omega} = R_{y1}L_1 - R_{y2}L_2 \end{cases}$	m_a — полная масса автомобиля; v_x и v_y — составляющие скорости центра масс в направлении осей x и y в момент времени t; ω — угловая его скорость; R_{y1} и R_{y2} — боковые реакции передней и задней осей; J_z — момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси; L_1, L_2— расстояние от центра масс подрессоренной части автомобиля до его передней и задней осей
2	$R_{y1} = k_{\text{экв}1}\delta_{\Sigma 1}$; $R_{y2} = k_{\text{экв}2}\delta_{\Sigma 2}$	$k_{\text{экв}1}$, $k_{\text{экв}2}$ — эквивалентные коэффициенты сопротивления уводу, которые учитывают силовой и кинематический увод передней и задней осей, а также кинематический увод колес, вызванные креном кузова
3	$\delta_{\Sigma 1} = \theta(t) - \frac{v_y + \omega L_1}{v_x}$; $\delta_{\Sigma 2} = \frac{\omega L_2 - v_y}{v_x}$	$\theta(t)$ — средний угол поворота управляемых колес
4	$\begin{cases} m_a(\dot{v}_y + \omega v_x) = k_{\text{экв}1}\left(\theta(t) - \frac{v_y - \omega L_1}{v_x}\right) + k_{\text{экв}2} - \left(\frac{\omega L_2 - v_y}{v_x}\right); \\ I_z\dot{\omega} = k_{\text{экв}1}L_1\left(\theta(t) - \frac{v_y - \omega L_1}{v_x}\right) - k_{\text{экв}2}L_2\left(\frac{\omega L_2 - v_y}{v_x}\right) \end{cases}$	—
5	$\begin{cases} \alpha_{\text{рк}} = \omega_{\text{рк}}t; \\ x_3 = \frac{\pi d_{\text{р}}}{360}\left(d_{\text{рк}} - \frac{360z}{h}\right); \\ Q - kQ_x x_3 - kQ_{\text{р}}p; \\ m_{\text{п}}\frac{d^2z}{dt^2} + k_{\text{в}}\frac{dz}{dt} + c_{\text{пр}}\left(\frac{zh_{\text{с}}k_{\text{м}}}{r_{\text{с}}h_{\text{т}}} - \theta_{\text{ср}}h_{\text{к}}\right) + P_{\text{тр}}\text{sgn}\frac{dz}{dt} = (p_1 - p_2)S_{\text{п}}; \\ J_{\text{к}}\frac{d^2\theta_{\text{ср}}}{dt^2} + \frac{k_{\text{тр}}d\theta_{\text{ср}}}{dt} + c_{\text{к}}\theta_{\text{ср}} = c_{\text{пр}}h_{\text{к}}\left(\frac{zh_{\text{с}}k_{\text{м}}}{r_{\text{с}}h_{\text{т}}} - \theta_{\text{ср}}h_{\text{к}}\right); \\ m_a(\dot{v}_y + \omega v_x) = k_{\text{экв}1}\left(\theta_{\text{ср}} - \frac{v_y - \omega L_1}{v_x}\right) + k_{\text{экв}2}\left(\frac{\omega L_2 - v_y}{v_x}\right); \\ I_z\dot{\omega} = k_{\text{экв}1}L_1\left(\theta_{\text{ср}} - \frac{v_y + \omega L_1}{v_x}\right) - k_{\text{экв}2}L_2\left(\frac{\omega L_2 - v_y}{v_x}\right) \end{cases}$	$\alpha_{\text{рк}}$ — угол поворота рулевого колеса; $\omega_{\text{рк}}$ — угловая скорость его поворота; z — перемещение поршня; $d_{\text{р}}$ — диаметр распределителя; h — шаг винта; Q — расход рабочей жидкости через реальный четырехщелевой золотниковый распределитель; Q_x — расход рабочей жидкости в окнах золотника; x_3 — относительное смещение золотника; k — коэффициент расхода; $Q_{\text{р}}$ — расход рабочей жидкости в силовом цилиндре; p — перепад давления на поршне; $m_{\text{п}}$ — масса поршня; $k_{\text{в}}$ — коэффициент вязкого трения о стенки цилиндра; $c_{\text{пр}}$ — приведенная к поршню жесткость элементов привода управляемых колес; $k_{\text{м}} = \frac{h_{\text{м}}}{h_{\text{т}}}$ — передаточное число маятника; $h_{\text{с}}$, $h_{\text{т}}$ и $h_{\text{м}}$ — радиус сошки, короткое и полное плечи маятника; $\theta_{\text{ср}}$ — средний угол поворота управляемых колес; $r_{\text{с}}$ — радиус начальной окружности сектора; $h_{\text{к}}$ — радиус поворотного рычага; $P_{\text{тр}}$ — сила сухого трения, приложенная к поршню; p_1 и p_2 — давление рабочей жидкости в правой и левой полостях гидроцилиндра; $S_{\text{п}}$ — площадь поршня, м^2; $J_{\text{к}}$ — момент инерции управляемых колес и жестко связанных с ним деталей, приведенный к оси шкворня; $k_{\text{тр}}$ — коэффициент скоростного сопротивления в рулевом приводе, гидросистеме и шинах; $c_{\text{к}}$ — приведенная жесткость управляемых колес, включающая коэффициент стабилизирующего момента, который возникает из-за наклона шкворней, коэффициента момента сопротивления поворота управляемых колес при движении автомобиля

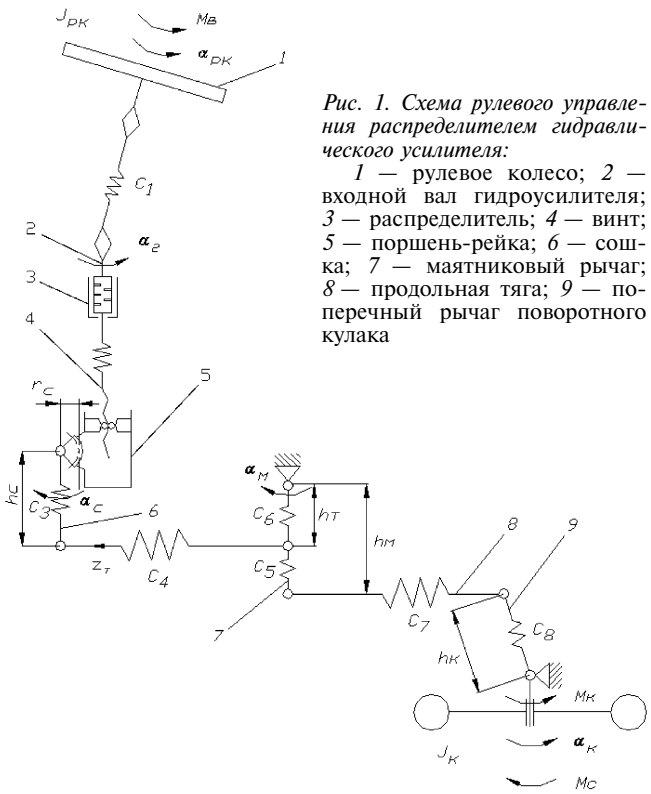


Рис. 1. Схема рулевого управления распределителем гидравлического усилителя:

1 — рулевое колесо; *2* — входной вал гидроусилителя; *3* — распределитель; *4* — винт; *5* — поршень-рейка; *6* — сошка; *7* — маятниковый рычаг; *8* — продольная тяга; *9* — поперечный рычаг поворотного кулака

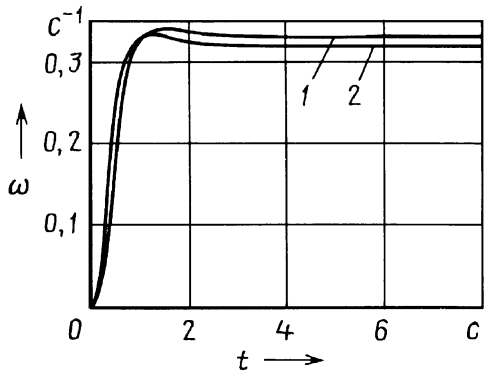


Рис. 2. Расчетные зависимости угловой скорости автобуса НефАЗ-52991 от времени при выполнении испытания "рывок руля":

1 — без учета характеристик гидроусилителя руля; *2* — с учетом характеристик гидроусилителя руля

ля" автобуса НефАЗ-52991 для двух случаев — с учетом характеристик гидравлического усилителя рулевого управления и без их учета.

Как видно из рисунка, "заброс" угловой скорости над установившимся ее значением в первом случае составил 3,9 %, во втором — 2,6 % (разница 1,3 %); время 90 %-й реакции при входе в поворот — соответственно 2,4 и 2,9 с (разница 17 %); угол дополнительного поворота рулевого колеса (доворот) по сравнению с нейтральной поворачиваемостью — 96 и 52° (разница 85 %).

Эти цифры говорят о том, что при анализе управляемости автомобилей, снабженных гидравлическим усилителем рулевого управления, учитывать характеристики распределительного устройства гидроусилителя не только желательно, но и необходимо. Что и позволяет сделать приведенная выше модель.

УДК 629.067

Модель взаимодействия управляемых систем подрессоривания колес и всеколесного рулевого управления как подсистем их активной безопасности

Д-р техн. наук Б.Н. БЕЛОУСОВ, А.Г. БОЛДОРЕВ, С.В. НАУМОВ, И.В. ФЕДОТОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана

Активная безопасность — инструмент предотвращения аварий, "пассивная" — инструмент уменьшения их последствия. Поэтому приоритетным направлением развития и совершенствования автомобильной техники должна быть в первую очередь именно активная безопасность, ее всемерное повышение. Причем не только за счет надежности узлов и систем. Дело в том, что в последнее время тем, кто расследует ДТП, все чаще приходится делать вывод: "Водитель не справился с управлением". И это вполне логично: при возросших скоростях и интенсивности движения человек работает на пределе своих возможностей.

Решение данной проблемы видится в максимальном дистанцировании водителя от рутинных функций управления, а также его устранении от управления при таких скоротечных процессах, например, как занос, экстренное торможение или опрокидывание автомобиля. Иначе говоря, оборудование автомобилей системами автоматического или автоматизированного управления движением (САУД). И нельзя не признать, что в данной области уже многое достигнуто. Достаточно вспомнить АБС, ПБС, АСУ управления двигателем, трансмиссией и т. д. Есть определенные достижения и в управлении подвеской автомобилей. Однако они, мягко говоря, скромнее, чем, скажем, в случае АБС, поскольку большинство подобных систем ("Ситроен", "Мерседес" и др.) представляют собой простейшие регуляторы уровня, поэтому в принципе не могут обеспечить все возможные с точки зрения безопасности требования и, как правило, через свой привод фактически улучшают лишь два показателя автомобиля — плавность хода и надежность контакта колес с опорной поверхностью. То есть повышают устойчивость и противодействуют опрокидыванию автомобиля. При этом они, в отличие от систем стабилизации автомобиля, подтормаживающих соответствующие колеса в случае опасности его опрокидывания и снижающих скорость движения, противодействуют крену, позволяя тем самым проходить повороты и поперечные дорожные уклоны на более высокой скорости, следовательно, не только повышают безопасность, но и сохраняют производительность автомобиля на уровне движения по прямой горизонтальной дороге.

Аналогичная ситуация и с развитием систем всеколесного рулевого управления, которые, как известно, предназначаются либо для повышения устойчивости и управляемости (легковые автомобили), либо маневренности (дорожно-строительная техника).

Как видим, заделы есть. Однако данные системы и устройства до сих пор не стали составной частью единой САУД, т. е. их функциональные возможности не объединены. Что, безусловно, ведет к недоиспользованию этих возможностей, а значит, обеспечивает меньший, чем можно получить, уровень активной безопасности АТС.

Зная все это, специалисты МГТУ имени Н.Э. Баумана поставили перед собой задачу объединить подсистемы активной безопасности в единую комплексную систему и для ее решения создали обобщенную математическую модель, которая отражает взаимодействие таких подсистем при движении автомобиля по типовому маршруту и включает семь моделей: движения корпуса АТС, управления опорно-ходовым модулем, системы подрессоривания, всеколесного рулевого управления, колеса, трансмиссии, типового маршрута.

Не останавливаясь на модели в целом, рассмотрим лишь взаимодействие двух подсистем — активного подрессоривания (САП) колес и всеколесного рулевого управления (ВРУ).

В процессе движения возникают режимы, на которых безопасность движения автомобиля может обеспечить только совместная работа САП и ВРУ. Типичный пример — наезд колеса на неровность при движении на повороте. Он, как известно, сопровождается резким перераспределением опорных реакций, что в ряде случаев "отрывает" колесо от дороги, и оно, лишившись сопротивления со стороны дороги, изменяет свое первоначальное положение и начинает совершать колебательные движения по углу поворота вблизи положения уставки. ВРУ сразу "ощутит" данные колебания и при наличии связи с системой активного подрессоривания заставит последнюю обеспечить крен автомобиля, восстанавливающий контакт колеса с опорной поверхностью. Если же САП и ВРУ не связаны, то первая, очевидно, на отрыв колеса не отреагирует со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Второй пример — влияние параметров системы подрессоривания на моменты сопротивления повороту. Известно, что чем жестче подвеска, тем больше моменты сопротивления повороту. И тем, следовательно, больше мощность, затрачиваемая на поворот. При наличии связи между ВРУ и САП этой мощностью можно управлять оптимальным образом, меняя жесткость подвески.

В итоге даже такие простейшие примеры показывают: чтобы обеспечить наиболее эффективную работу подсистем активной безопасности АТС, еще на стадии моделирования нужно предусматривать их объединение в функционально единый комплекс. Причем такое объединение особого труда не требует. Так, исследования и анализ полученных в их ходе результатов свидетельствуют, что для работы подсистемы управления подвеской можно использовать информацию датчиков АБС о скорости вращения колес автомобиля и ускорениях, выдаваемую датчиками систем стабилизации (ESP/RSP). Алгоритмы же управления подсистемой подрессоривания достаточно увязать с работой системы АБС и ВРУ — с тем, чтобы обеспечить на критических режимах стабильный контакт колеса с дорогой, пусть даже в ущерб плавности хода. Причем в случае многоосных колесных машин, с индивидуальными опорно-ходовыми модулями, объединение подсистем всеколесного рулевого управления и активной подвески видится особенно перспективным. Потому что информационные поля, необходимые для работы ВРУ и САП, практически совпадают.

При исследовании моделей ВРУ и САП многоосных машин, разумеется необходимо учитывать также удаленность приводов от источника питания и существенный разброс величин реализуемых приводами усилий. Например, в системах с гидравлическим приводом линии между насосом и индивидуальными приводами поворота колес достаточно длинные, а момент сопротивления повороту колес из-за перераспределения усилий между ними и свойства опорной поверхности могут существенно изменяться.

Все это усложняет расчеты, требует решения систем дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих процесс при определенной совокупности начальных и граничных условий. Тем более в случае, когда граничные условия представляют собой тоже дифференциальные уравнения. Кроме того, изменение граничных условий, задание их в виде произвольных функций, а также введение местных сопротивлений по длине линии или описание разветвленных трубопроводов требуют всякий раз решения системы, состоящей из достаточно большого числа уравнений, что в некоторых случаях весьма сложно. Поэтому более целесообразным представляется использовать метод, при котором длинная линия разбивается на участки, режим течения на каждом из которых за малый конечный промежуток времени можно считать стационарным с присущими ему параметрами. То есть рассматривать трубопровод как совокупность участков, представляющих собой линии с сосредоточенными параметрами, а движение упругой жидкости описывать в предположении постоянства ее плотности. Тогда столб жидкости должен состоять из отдельных несжимаемых элементов, соединенных между собой пружинами. В результате получается система однотипных уравнений, позволяющих отображать специфику движения среды достаточно простыми средствами. При этом точность математического описания зависит от числа разбиений и может быть достаточно высокой.

Все перечисленное выше было учтено при составлении математических моделей системы всеколесного рулевого управления и управляемой системы подрессоривания колес многоосной машины. Полученные модели, будучи включенными в общую математическую модель криволинейного движения автомобиля, позволяют, как показал опыт, исследовать процессы, происходящие в данных подсистемах, с учетом динамики гидропривода. Кроме того, они учитывают сжимаемость и утечки рабочей жидкости, длину трубопроводов и могут "работать" на несколько потребителей.

Таким образом, в МГТУ имени Н.Э. Баумана разработана модель для исследования процессов, которые происходят в системах приводов САП и ВРУ при движении автомобиля по маршруту, позволяющая учесть взаимовлияние процессов в этих подсистемах при их совместном функционировании, а значит — учесть и при формировании структуры и состава системы управления ими и САУД транспортного средства в целом.

Работа ведется при поддержке РФФИ по гранту Бел_а 06-08-822034.

УДК 656.091.7

Электронный паспорт автомобиля и его роль в управлении АТП

Кандидаты техн. наук В.Н. КОТОВ, В.В. ПУЧКОВ и И.Л. НЕЩАДИМ, И.П. ЩЕРБИНИН, В.А. КОСУШКИН, В.С. АБАНИН

Таганрогский НИИМВС, Рязанский ВАИ

В условиях рыночной конкуренции руководитель АТП стремится, не снижая коэффициента технической готовности подвижного состава своего автопарка, свести к минимуму расходы на его эксплуатацию и сократить себестоимость перевозок. Однако добиться этого без новых систем управления эксплуатацией, на наш взгляд, невозможно. Поэтому одна из таких систем, разработанная авторами, думается, должна заинтересовать читателей.

Суть данной системы — непрерывный мониторинг технического состояния АТС, имеющихся в АТП. Именно она позволяет усилить и в то же время упростить контроль за работой водителя на линии, регулировать расход моторесурсов, обеспечить сохранение баз данных в доступных приложениях "Майкрософт", а также анализировать техническое состояние каждого автомобиля. Осуществляется такой мониториг с помощью штатной контрольно-измерительной панели, а также штатных и дополнительных датчиков и сигнализаторов.

Параметры, которые контролирует система через комплект датчиков и сигнализаторов, следующие: скорость движения автомобиля, частота вращения коленчатого вала двигателя, температура его охлаждающей жидкости, давление масла в системе смазки, напряжение бортовой сети, уровень топлива в баках, время (год, месяц, число, час, минута, секунда) в реальном масштабе, состояние сигнализаторов аварийных температуры охлаждающей жидкости, давления масла, воздуха в тормозных контурах, пробег автомобиля (суммарный и суточный), наличие попыток несанкционированного доступа к информации, накапливаемой в бортовом электронном блоке.

К диагностическим параметрам, оцениваемым системой, относятся состояние масла в двигателе (по давлению в главной масляной магистрали при определенной температуре и частоте вращения коленчатого вала); исправность масляного насоса, системы охлаждения (темп прогрева двигателя), компрессора, тормозной системы (отсутствие утечек по контурам), аккумуляторной батареи, генераторной установки, а также работоспособность термостата системы охлаждения; общее техническое состояние двигателя (по интервалам времени, за которые происходят изменения частоты вращения коленчатого вала при определенных условиях).

Структура системы непрерывного мониторинга включает (рис. 1) три основных узла: мобильное рабочее место оператора с унифицированными программно-алгоритмическими пакетами бортовых систем; блок непрерывной регистрации данных и набор датчиков, в который входят датчики температур, частот вращения и линейных перемещений, давлений, расхода топлива.

Информация, снятая с датчиков, поступает на рабочее место оператора (водителя), помогая ему выполнять свои обязанности и оценивать состояние автомобиля, а также в блок непрерывной регистрации данных, где и хранится. Причем водитель удалить ее из памяти блока не может. По прибытии же автомобиля в АТП ее можно визуализировать, подключив соответствующее считывающее устройство, и выявить все нарушения, допущенные водителем, в том числе нарушения скоростного режима движения, случаи слива топлива "налево", а также судить о суточных пробегах, аварийных ситуациях по вине водителя и т. д. И, конечно, о техническом состоянии систем и агрегатов автомобиля в течение рейса. Пример такой

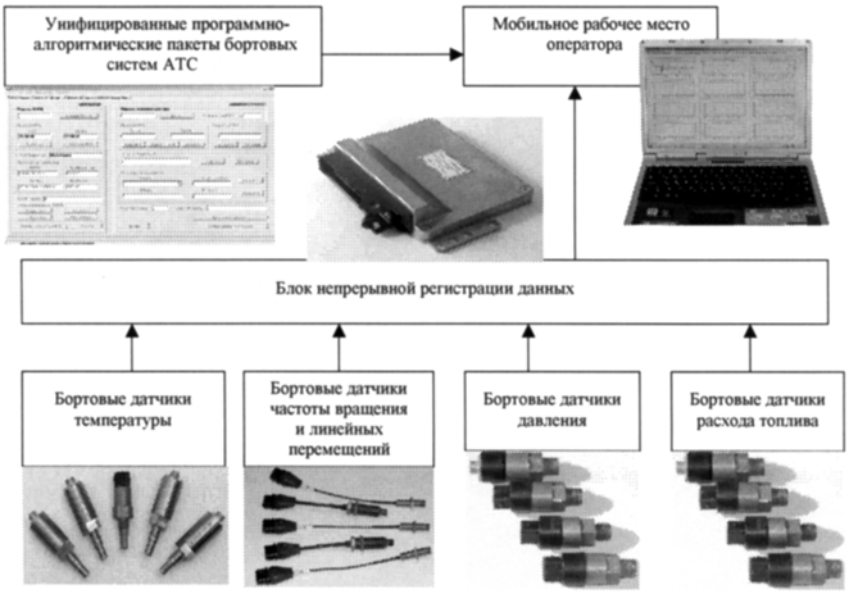


Рис. 1. Структура электронной системы непрерывного мониторинга АТС

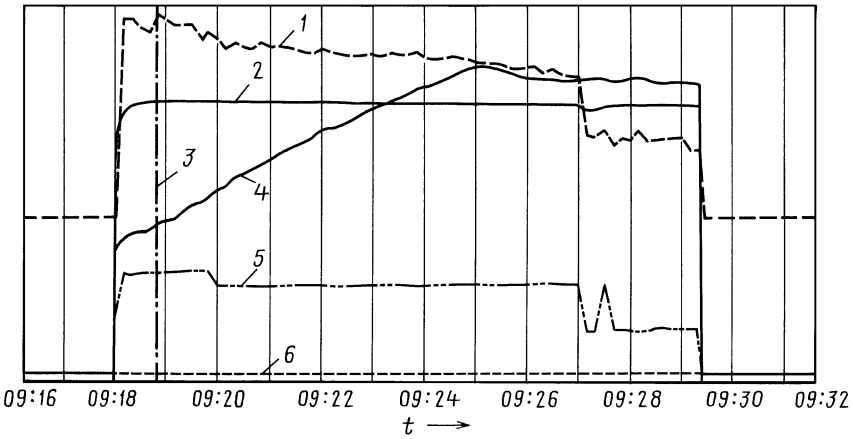


Рис. 2. Видеограмма технического состояния автомобиля:
1 — давление масла в главной магистрали системы смазки двигателя; *2* — напряжение бортовой сети; *3* — линия временного среза, предназначенная для выбора момента времени, с которого отображаются точные значения контролируемых параметров; *4* — температура охлаждающей жидкости; *5* — частота вращения коленчатого вала; *6* — скорость движения автомобиля

визуализации информации приведен на рис. 2.

Системой оборудуется каждое автотранспортное средство АТП, что значительно облегчает, как сказано выше, учет расхода их моторесурсов и позволяет руководителю предприятия сократить расходы на эксплуатацию автопарка, повысить уровень дисциплины работников, своевременно реагировать на сбои в работе АТП.

Таковы, если коротко, возможности разработанной системы. Но они еще больше, если учесть, что система содержит: 11 аналоговых, 16 дискретных и два цифровых канала, к каждому из которых можно подключить до 30 датчиков. Иначе говоря, система пригодна для применения на всех ныне существующих типах и моделях АТС. Более того, она может быть весьма полезной и при исследовании автомобильной техники в научных целях. Правда, ее пока что внедрили лишь на автомобилях "КамАЗ". Однако она с точки зрения оптимизации программного обеспечения постоянно модернизируется, поэтому уже начала привлекать внимание руководителей АТП, т. е. тех, для которых и создавалась.

УДК 629.625.739

О времени, затрачиваемом на проезд перекрестка

А.Н. БЛОХИН, канд. техн. наук Ю.И. МОЛЕВ

Нижегородский ГТУ

Ситуация с аварийностью на дорогах Российской Федерации все последние годы остается очень сложной. Причем особенно настораживает тот факт, что число аварийных ситуаций, связанных с пересечением траекторий движения транспортных средств, в первую очередь на перекрестках, за предшествующие 10 лет возросло многократно. И дело, видимо, не только в росте автопарка, а в том, что многие из севших за руль автомобиля не имеют представления о том, как ответить на вопрос: какое время нужно водителю автомобиля А для пересечения поперечной дороги, чтобы не создать помех водителю автомобиля Б? Более того, на данный вопрос не всегда могут ответить и сотрудники ГИБДД, прибывшие для расследования ДТП на перекрестках улиц и дорог, со всеми вытекающими отсюда юридическими и финансовыми последствиями для участников ДТП. Дело в том, что эксперты все расчеты обычно выполняют с учетом внешней скоростной характеристики двигателя, т. е. зависимости его эффективного крутящего момента M_e и мощности N_e от частоты ω_e вращения коленчатого вала. Но, к сожалению, по этой характеристике можно определить лишь потенциально возможные тягово-скоростные показатели автомобиля, т. е. при полном "газе". Судить же о том, как ведет себя автомобиль на режимах частичных нагрузок, что чаще соответствует реальным режимам разгона автомобилей на дорогах, — невозможно. Кроме того, до 1990-х годов кривая $N_e = f(\omega_e)$ рассматривалась как кубическая парабола, зависящая только от ω_e. Однако с появлением двигателей, оборудованных системами распределенного впрыскивания топлива, расхождение расчетных и экспериментальных значений N_e стало весьма существенным, а кривая $M_e = f(\omega_e)$ у наддувных ДВС перестала быть одногорбой выпуклой параболой. Иначе говоря, практика показала, что экспериментальные значения протекания кривых мощности и крутящего момента у современных двигателей отличаются от расчетных в такой мере, что пренебрегать этими отличиями даже при расчете потенциально возможных тягово-скоростных свойств АТС уже нельзя.

Еще хуже положение с расчетом показателей на режимах частичных нагрузок. В литературе встречаются эмпирические коэффициенты и уравнения, полученные на основе ограниченного числа экспериментов для автомобилей с подобными двигателями. Потому-то при расчетах возникают значительные погрешности, приводящие не только к количественным, а, порой, и к качественным ошибкам.

Но избежать таких ошибок, по нашему мнению, все-таки можно. Для чего необходимо использовать нагрузочные характеристики двигателей, позволяющие установить зависимость мощности N_e от двух факторов — частоты ω_e вращения коленчатого вала и нагрузки, которая, как известно, пропорциональна открытию $\alpha_н$ дроссельной заслонки. То есть использовать кривые $N_e = f(\omega_e, \alpha_н)$. Вопрос лишь в одном: где взять уравнения данных кривых?

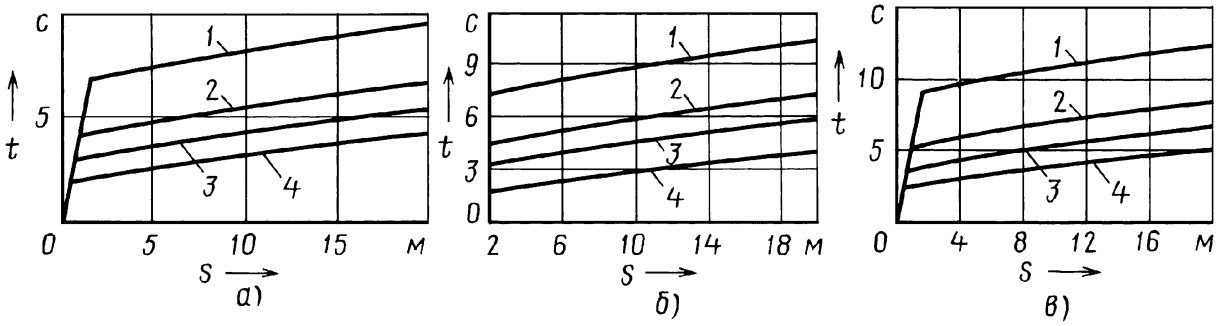


Рис. 1. Расчетные зависимости времени преодоления перекрестка от протяженности последнего и степени открытия дросселя на автомобилях ГАЗ-3110 "Волга" (а), ГАЗ-2217 "Соболь" (б) и ГАЗ-2705 "ГАЗель" (в):
1 — $\alpha_н$ = 50 %; *2* — $\alpha_н$ = 67 %; *3* — $\alpha_н$ = 83 %; *4* — $\alpha_н$ = 100 %

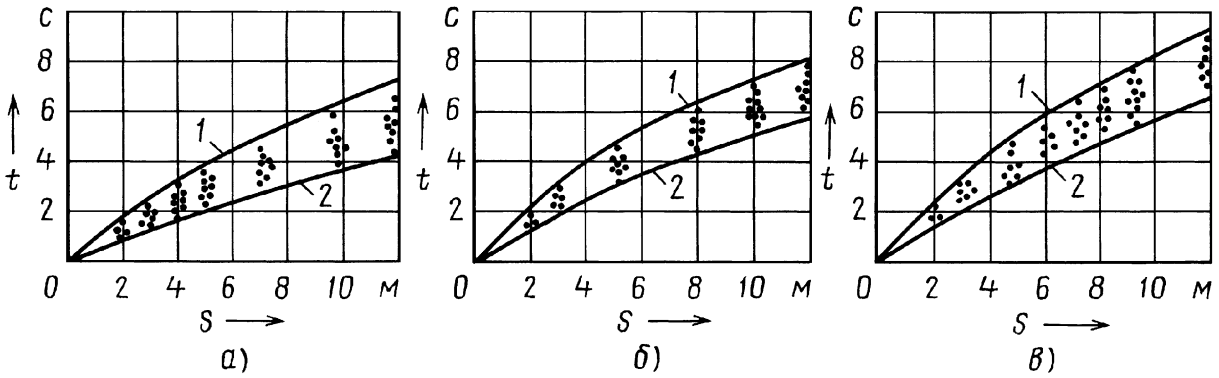


Рис. 2. Экспериментальные зависимости времени преодоления перекрестка от протяженности последнего и средней степени открытия дросселя на автомобилях ГАЗ-3110 "Волга" (а), ГАЗ-2217 "Соболь" (б) и ГАЗ-2705 "ГАЗель" (в):
1 — $\alpha_{н_{ср}}$ = 50 %; *2* — $\alpha_{н_{ср}}$ = 70 %

Ответ на него дает теория автомобиля: внешнюю скоростную характеристику двигателя, согласно ей, принято аппроксимировать полиномиальными зависимостями. И в нашем случае, т. е. при учете двух (ω_e и $\alpha_н$) факторов, такая зависимость имеет следующий вид:

$$N_e(\omega_e, \alpha_н) = A_{0_0} + A_{1_0}\,\omega_{e_{отн}} + A_{0_1}\alpha_н + A_{2_0}\,\omega^2_{e_{отн}} + A_{0_2}\,\alpha^2_н + \ldots + A_{n_0}\,\omega^n_{e_{отн}} + A_{(n-1)_1}\,\omega^{(n-1)}_{e_{отн}}\alpha_н + A_{(n-2)_2}\,\omega^{(n-2)}_{e_{отн}}\,\alpha^2_н + \ldots + A_{1_{(n-1)}}\,\omega_{e_{отн}}\,\alpha^{(n-1)}_н + A_{0_n}\,\alpha^n_н.$$

В ней: $\omega_{e_{отн}}$ — величина, пропорциональная угловой скорости двигателя; $\omega_{e_{отн}} = \omega_e/1000$, рад./с; $\alpha_н$ — нагрузка на двигатель (от 0 до 1); n — максимальная степень полинома; A_{ij} — коэффициент регрессии, соответствующий i-й степени частоты вращения коленчатого вала и j-й степени нагрузки, определяемый методом наименьших квадратов.

Результаты аппроксимации частичных характеристик двигателей ЗМЗ-4062, ЗМЗ-4052, ЗМЗ-4063, ЗМЗ-4021, ЗМЗ-4026, ГАЗ-5601, "Ивеко Софим 8140.27" и др. показали, что для практических расчетов вполне достаточно аппроксимировать исходные данные полиномиальными зависимостями четвертой степени. При этом наибольшее несовпадение результатов аппроксимации с экспериментальными данными наблюдается на режимах нагрузок, близких к холостому ходу. То есть режимах, которых при переезде перекрестков заведомо не бывает.

Зависимость $N_e = f(\omega_e, \alpha_н)$, введенная в дифференциальные уравнения движения автомобиля, дает возможность определить теоретические значения времени t и пути S его разгона на любой передаче в коробке передач. Результаты такого расчета применительно к трем моделям автомобилей ГАЗ с двигателем ЗМЗ-40522 при различных вариантах нагрузки на двигатель и движении на первой передаче приведены на рис. 1. Исходные данные для расчета сведены в таблицу. Расчет

Параметр	Автомобиль		
	ГАЗ-3110 "Волга"	ГАЗ-2217 "Соболь"	ГАЗ-2705 "ГАЗель"
Передаточное число:			
первой передачи в коробке передач	3,618	4,05	
главной передачи	3,9	4,556	
Частота вращения коленчатого вала на режиме трогания автомобиля с места, мин$^{-1}$	2500		
Полная масса автомобиля, кг	1850	2800	3500
Момент инерции колеса, кг · м	1,04	2,1	
Коэффициент сцепления колес с дорогой	0,7		
Коэффициент сопротивления качению	0,012		

велся в предположении, что на перекрестке нет помех со стороны встречного и попутного транспорта.

Реальные параметры разгона (рис. 2) транспортных средств определяли экспериментально, путем преодоления перекрестков дорог.

Как видим, теоретическое и реальное время, за которое автомобиль преодолевает перекресток одной и той же протяженности, практически совпадают только при степени открытия дросселя, равной 50—70 %. Это означает, что среднестатистический водитель при переезде перекрестков дает не полный "газ", а перемещает педаль управления подачей топлива довольно плавно и никогда не доводит ее "до упора". Причина очевидна: любой водитель знает: перекрестки — самые опасные (особенно в часы "пик") участки дорог, поэтому старается не делать резких движений, чтобы иметь запас времени на исправление ошибок. В том числе ошибок других участников движения.

Отсюда вывод: если эксперт ДТП при оценке времени и пути разгона будет исходить только из результатов расчета по внешней скоростной характеристике, т. е. при полностью открытой дроссельной заслонке и полной подаче топлива в двигатель, то он может прийти к неправильному выводу, отвечая на поставленный в начале статьи вопрос. И, наоборот, если в расчетах он примет $\alpha_н = 50 \div 70$ %, то результаты будут максимально близкими к реальным.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.4.07.001.25

Количественная оценка уровня безопасности управления автомобилем

Канд. техн. наук П.П. ЕВСЕЕВ

Результат работы водителя по управлению автомобилем в обобщенном виде можно оценивать величиной совокупного (интегрального) энергетического показателя — КПД функционирования автомобиля на маршруте (см. "АП", 2006, № 4). Однако данный показатель не позволяет в полной мере выявлять слабые стороны этой работы и принимать меры по их усилению. Для решения проблемы необходимо иметь объективную информацию не только о величинах показателей, из которых непосредственно формируется КПД функционирования автомобиля, но и о величинах тех факторов, от которых зависит безопасность управления. То есть способности водителя безошибочно (точно) воздействовать на автомобиль в ходе транспортного (перевозочного) процесса.

Таких операций много, наиболее характерных, при выполнении которых водители совершают опасные по своим последствиям ошибки и неточности (погрешности), всего лишь три. Это выбор скорости движения автомобиля; выполнение разгонов, торможений и поперечных маневров (поворотов), а также в несколько меньшей степени, выбор передачи в коробке передач.

Уровень безопасности управления автомобилем, который обеспечивает водитель, в целом можно оценить коэффициентом $K_б$ безошибочных (точных) его действий при выполнении перечисленных операций. Данный коэффициент, очевидно, представляет собой величину, обратную числу $C_{ош}$ ошибочных (неточных) действий (формула № 1 в таблице). С другой стороны, в инженерной психологии результат безошибочности (надежности) действия оператора системы "человек—машина" принято оценивать относительным числом $P_{оп}$ операций, выполненных безошибочно (формула № 2). И тогда по аналогии число $C_{оп}$ действий водителя можно записать в виде формулы № 3.

Как видим, показатель $C_{оп}$ выражается в относительных единицах, а число выполненных операций M при оценке действий водителя должно быть заданной (базовой) величиной. При этом вполне очевидно, что сравнимость результатов ошибочных действий операторов может обеспечиваться лишь при условии $M = \text{const}$. Отсюда следует, что $C_{оп}$ будет тем больше, чем больше $m_{ош}$, и в предельном случае, когда все заданные операции оператор выполнил с ошибками, т. е. $m_{ош} = M$, показатель $C_{оп}$ становится равным единице. И, наоборот, при отсутствии ошибок ($m_{ош} = 0$) $C_{оп} = 0$.

Такой подход к оценке деятельности оператора отличается предельной простотой. Однако его, к сожалению, нельзя считать приемлемым в случае водителя, поскольку для реального маршрута обоснованно назначить базовые величины M для таких операций, как разгоны, торможения и повороты, не представляется возможным, потому что при движении даже по одному и тому же маршруту от одного и того же водителя невозможно добиться, чтобы он каждый раз совершал одинаковое число операций, которое следовало бы принять в качестве базового и с которым следовало бы вести сравнения числа ошибочных разгонов, торможений и поворотов. Более того, если, например, мы попытаемся оценить степень ошибочной работы водителя относительным числом превышений допустимой скорости, то вообще не ясно, какую величину следует считать базовой.

По этим причинам степень ошибочных действий водителя при выполнении тех или иных операций предлагается оценивать не относительным числом совершенных ошибок, а относительным их уровнем (объемом). И вот в чем суть данного предложения.

Скорость — важнейший показатель функционирования автомобиля на маршруте: от нее зависит производительность (чем выше скорость, тем, при прочих равных условиях, больше производительность). Однако ее чрезмерное увеличение вступает в противоречие с безопасностью движения: с повышением скорости возрастает опасность (риск) транспортного процесса. Причем факторы, влияющие на опасность, прямо пропорциональны квадрату скорости. Например, длина тормозного пути — квадрату скорости начала торможения; поперечная сила на повороте — квадрату скорости на входе в поворот; энергия удара при лобовом столкновении — квадрату суммы скоростей столкнувшихся автомобилей и т. д.

И еще одно. Принято считать, что скорость автомобиля, движущегося по хорошей дороге, на человеческий организм не влияет, если он защищен от встречного потока воздуха. Но это полуправда.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_б = \frac{1}{C_{ош}}$	—
2	$P_{оп} = \frac{m}{M}$	m — число операций, выполненных правильно (безошибочно); M — общее число выполненных операций
3	$C_{оп} = \frac{m_{ош}}{M}$	$m_{ош}$ — число операций, выполненных водителем ошибочно
4	$Q_v = \sum_1^{m_v}\left(\int_0^{T_{v_i}} v_i dt\right)$	Q_v — объем ошибочных действий водителя при нарушении скоростного режима, км; m_v — число превышений допустимой скорости; T_{v_i} — продолжительность i-го превышения скорости, ч; v_i — мгновенная скорость превышения для i-го ее превышения, км/ч
5	$C_{v_{ош}} = 1 + \frac{S_v}{S}$	S_v/S — относительный объем ошибочных действий водителя, связанных с нарушением скоростного режима движения автомобиля
6	$n_X = \frac{a_X}{g}$; $n_Y = \frac{a_Y}{g}$	g — ускорение свободного падения
7	$F_X = \sum_1^{m_X}\left(\int_0^{T_{X_i}} a_{X_i} dt\right)$	m_X — число ошибочных разгонов и торможений; T_{X_i} — продолжительность i-го ошибочного разгона или торможения; a_{X_i} — мгновенное значение продольного ускорения и замедления для i-го ошибочного разгона или торможения
8	$W_X = F_X\sum_1^{m_X} T_{Xi} = F_X T_X$	—
9	$W_X = F_X T_X = S_X$	—
10	$C_X = 1 + \frac{S_X}{1000S}$	$\frac{S_X}{1000S}$ — относительный объем ошибочных действий водителя при разгонах и торможениях
11	$C_Y = 1 + \frac{S_Y}{1000S}$	$\frac{S_Y}{1000S}$ — относительный объем ошибочных действий водителя при поворотах; $S_Y = F_Y T_Y$ — условный путь автомобиля (абсолютный объем ошибочных действий водителя) на поворотах; $F_Y = \sum_1^{m_Y}\left(\int_0^{T_{Y_i}} a_{Y_i} dt\right)$ — интегральный оценочный показатель действий водителя на поворотах, м/с; T_{Y_i} — продолжительность i-го поворота, с; m_Y — число ошибочных поворотов; a_{Y_i} — мгновенное значение поперечного ускорения для i-го поворота, м/с^2; $T_Y = \sum_1^{m_Y} T_{Y_i}$ — продолжительность всех ошибочных поворотов, с
12	$i_{ср} = \frac{\sum_1^n i_k S_k}{\sum_1^n S_k}$	i_k — передаточное число при включении k-й передачи; S_k — путь, пройденный автомобилем при включении k-й передачи; n — общее число включавшихся на маршруте передач
13	$v = \frac{2\pi r_к n_д}{10^3 i i_{гп} i_р}$	$n_д$ — мгновенная частота вращения вала двигателя, ч$^{-1}$; $r_к$ — радиус качения колеса, м; i — передаточное число коробки передач; $i_{гп}$ — передаточное число главной передачи; $i_р$ — передаточное число раздаточной коробки
14	$i = \frac{2\pi r_к n_д}{10^3 i_{гп} i_р v}$	—
15	$i_{ср} = \frac{2\pi r_к n_{д_{ср}}}{10^3 i_{гп} i_р v_{ср}} = \frac{2\pi r_к \sum n_д}{10^3 i_{гп} i_р S}$	$n_{д_{ср}} = \frac{\sum n_д}{T}$ — средняя для маршрута частота вращения коленчатого вала двигателя, ч$^{-1}$; $v_{ср} = S/T$ — среднее значение скорости автомобиля, км/ч; $\sum n_д$ — суммарное число оборотов коленчатого вала двигателя на маршруте (фиксируется счетчиком); T — продолжительность движения на маршруте, ч; S — протяженность маршрута, км; $\frac{\sum n_д}{S}$ — число оборотов коленчатого вала на 1 км пройденного пути

№ формулы	Формула	Примечания
16	$C_к = 1 + \frac{\lvert i_{ср} - i_{ср_б} \rvert}{i_{ср_б}}$	$i_{ср_б}$ — базовая величина среднего передаточного числа
17	$C_{ош} = C_v C_X C_Y C_к$	—
18	$K_б = \frac{1}{C_{ош}} = \frac{1}{C_v C_X C_Y C_к}$	—
19	$C_н = \Delta\overline{G} = \frac{\sqrt{(1/T)Q'}}{(1/T)Q}$	$\Delta\overline{G} = \frac{G_{ск}}{G_{ср}}$ — степень отклонения мгновенного расхода топлива от его среднего ($G_{ср}$) значения; $G_{ск}$ — среднеквадратичное значение расхода топлива; T — время, затраченное на преодоление маршрута; $Q = \int_0^T G dt$ — общий расход топлива на маршруте, л (регистрируется счетчиком); $Q' = \int_0^T G^2 dt$ — квадратичное значение расхода топлива за 1 ч (регистрируется сумматором); G — мгновенный расход топлива, л/ч
20	$K_б = \frac{1}{C_v C_X C_Y C_к C_н}$	—

Действительно, на пассажира не влияет. Но большая скорость, безусловно, вредна для водителя: она повышает темп его работы, сокращает время для принятия решений, требует от него большого напряжения сил и внимания. Что приводит к переутомлению и может стать причиной ДТП с тяжелыми последствиями. Следовательно, с увеличением скорости снижается уровень безопасности перевозки пассажиров и грузов.

Из сказанного следует, что скорость — основа безопасности движения автомобиля: водителю необходимо как можно точнее выбирать ее, исходя из конкретных дорожных условий и транспортных ситуаций. И при любых обстоятельствах она не должна превышать допустимую (разрешенную) скорость, установленную "Правилами дорожного движения". В противном случае действия водителя следует считать ошибочными.

В качестве контролируемого параметра, с помощью которого устанавливается факт нарушения скоростного режима, целесообразно использовать мгновенную скорость v_i движения, а факт ошибочных действий водителя, связанный с нарушением скоростного режима, оценивать интегральной величиной Q_v, представляющей собой сумму интегралов контролируемого параметра по времени (формула № 4).

Правая часть данного равенства — реальный путь S_v, пройденный автомобилем с превышениями допустимой скорости. Поэтому можно записать: $Q_v = S_v$, причем S_v — показатель, который можно зарегистрировать нарастающим итогом счетчиком пути, включаемым в действие при каждом превышении допустимой скорости.

Путь, пройденный автомобилем с превышениями допустимой скорости, — достаточно информативный параметр, характеризующий ошибочные действия водителя, которые связаны с нарушением скоростного режима, поскольку величина S_v зависит как от значения ошибочной скорости, так и продолжительности движения автомобиля на этой скорости.

Сказанное выше позволяет сделать вывод: в качестве базовой величины целесообразно принять общий путь S, пройденный автомобилем. Тогда формула № 3 для относительного (безразмерного) показателя ошибочных действий водителя, связанного с нарушением скоростного режима, превратится в формулу № 5, из которой видно: если имели место нарушения скоростного режима, то показатель C_v всегда больше единицы, и он тем больше, чем больше S_v/S. При отсутствии же нарушений ($S_v = 0$) $C_v = 1$.

В процессе движения автомобиля мгновенная скорость v_i в общем случае может изменяться в довольно широких пределах. В результате перехода от одной скорости к другой, т. е. при разгонах и торможениях, появляются продольные (a_X) ускорения и замедления, а при поворотах — поперечные (a_Y) ускорения. Они, как известно, создают физические и нервные перегрузки, которые неприятны для сидящих пассажиров, а для стоящих — травмоопасны. Нежелательны они и с точки зрения сохранности перевозимого груза. Но главное, они оказывают отрицательное влияние на психическое состояние и физическое функционирование водителя, что может приводить, в конечном счете, к снижению его надежности.

Степень отрицательного воздействия на организм человека, находящегося в автомобиле, принято оценивать величинами продольной (n_X) и поперечной (n_Y) перегрузок, которые подсчитываются по формулам № 6. При этом доказано, что $n_X = 0{,}08$ и $n_Y = 0{,}03$ (им соответствуют $a_X = 0{,}8$ м/с^2 и $a_Y = 0{,}3$ м/с^2) считаются оптимальными, поскольку при таких перегрузках водитель и пассажиры не чувствуют, что они едут в автомобиле.

В реальных дорожных условиях на появление ускорений a_X и a_Y могут оказывать влияние, конечно, и факторы, не зависящие от водителя. Однако причина их появления в основном обусловлена именно действиями водителя, его умением безошибочно осуществлять разгоны, торможения и повороты, прогнозировать развитие дорожно-транспортной ситуации, своевременно и точно анализировать дорожную обстановку и принимать решения, исключающие создание опасных (аварийных) ситуаций в транспортном потоке.

В качестве контролируемого параметра, с помощью которого можно устанавливать факт ошибочных действий водителя при разгонах и торможениях, целесообразно принять мгновенное значение a_X продольного ускорения и считать, что водитель совершает ошибочные разгоны и торможения, если данное ускорение (замедление) превышает 0,8 м/с^2. Тогда факт ошибочных действий водителя при разгонах и торможениях можно оценивать интегральной величиной F_X, подсчитываемой по формуле № 7 и фиксируемой нарастающим итогом с помощью интегратора, который включается в работу при каждом ошибочном разгоне и торможении.

И если при оценке ошибочных разгонов и торможений в качестве базовой величины принять общий путь S, пройден-

ный автомобилем на маршруте, то объем ошибочных действий водителя в данном случае необходимо выразить формулой, в которой показатель ошибочных действий имеет размерность пути. Это можно получить, если интегральную величину F_X умножить на продолжительность T_X всех ошибочных разгонов и торможений. То есть ввести показатель W_X, подсчитываемый по формуле № 8.

Правая часть данного равенства представляет собой некоторый условный путь S_X движения автомобиля при ошибочных разгонах и торможениях. Поэтому можно записать формулу № 9. В итоге формула для относительного (безразмерного) показателя ошибочных действий водителя при осуществлении разгонов и торможений приобретает вид формулы № 10.

Как видим, при наличии ошибочных разгонов и торможений показатель C_X всегда больше единицы, и он тем больше, чем больше $S_X/(1000S)$, а при отсутствии ошибочных разгонов и торможений ($S_X = 0$) $C_X = 1$.

В качестве контролируемого параметра, с помощью которого можно устанавливать факт ошибочных действий водителя на поворотах, целесообразно принять мгновенное (a_Y) значение поперечного ускорения. При этом считать, что водитель совершает ошибочные повороты, если $a_Y > 0{,}3$ м/с^2.

Рассуждая так же, как и в предыдущем случае, получаем формулу № 11 для расчета показателя C_Y ошибочных действий водителя на поворотах.

Из формулы видно, что при наличии ошибочных поворотов показатель C_Y всегда больше единицы, и он тем больше, чем больше $S_Y/(1000S)$. При отсутствии же ошибочных поворотов ($S_Y = 0$) $C_Y = 1$.

Наконец, о безошибочности выбора передачи в коробке передач.

Очевидно, что водитель должен уметь правильно (безошибочно) выбирать передачу, сообразуясь с дорожными условиями. Так, помня о безопасности движения, перед началом преодоления дорожного подъема он обязан включить передачу, на которой будет преодолен подъем без переключения передач; на спусках — включать понижающие передачи; на ровных участках хорошей дороги, наоборот, использовать повышающие передачи.

В качестве параметра, с помощью которого можно в обобщенном виде оценить итоговый результат пользования водителем на маршруте коробкой передач, лучше всего подходит средневзвешенная (средняя) величина $i_{ср}$ передаточного числа (формула № 12).Однако пользование этой формулой сдерживается необходимостью применения устройства, способного при включении каждой передачи фиксировать путь, пройденный автомобилем. В связи с чем предлагается более простая формула № 13 для определения среднего значения передаточного числа коробки передач, которую можно получить, исходя из следующих соображений.

Как известно, в любой момент времени движения автомобиля связь между мгновенными значениями его скорости v_i и частоты $n_д$ вращения коленчатого вала двигателя выражается формулой № 13. Решив ее относительно i, получаем формулу № 14, а переходя от мгновенных значений переменных величин к средним, — формулу № 15, из которой следует, что существует вполне определенная связь между удельным, т. е. приходящимся на 1 км пути числом оборотов и средним значением передаточного числа коробки передач: большему значению удельного числа оборотов соответствует большее значение передаточного числа коробки передач, и наоборот.

Поскольку для любого маршрута существует оптимальная (базовая) величина среднего значения передаточного числа коробки передач, при которой одновременно обеспечивается выполнение требований безопасности и экономичности, то степень ошибочности выбора водителем передач целесообразно оценивать величиной относительного отклонения $C_к$ среднего значения передаточного числа от его базового значения (формула № 16).

Из формулы видно, что при $i_{ср} > i_{ср_б}$ водитель явно не думает о расходе топлива, а при $i_{ср} < i_{ср_б}$ он, стремясь сэкономить топливо, пренебрегает правилом движения на подъемах и спусках, злоупотребляет накатом и ездой на повышающих передачах и тем самым не обеспечивает требуемого уровня безопасности движения.

Таковы частные показатели. Но в начале статьи (см. формулу № 1) речь шла о $C_{ош}$, т. е. об обобщающем показателе. Он с физической точки зрения складывается, как следует из сказанного выше, из четырех частных показателей ошибочной (неточной) работы водителя: C_v, C_X, C_Y и $C_к$. Поэтому их нужно рассматривать в совокупности. Например, в виде произведения (формула № 17).

Очевидно, что при таком подходе каждый из четырех частных показателей будет оказывать влияние на совокупный показатель независимо от величин других показателей. Поэтому однозначно можно считать, что совокупный показатель $C_{ош}$ будет иметь наименьшую величину лишь при условии, если одновременно будут небольшими по величине частные показатели. Иначе говоря, есть все основания записать коэффициент безопасности $K_б$ в виде формулы № 18, из которой следует: при отсутствии ошибочных действий водителя ($C_v = 1$, $C_X = 1$, $C_Y = 1$, $C_к = 1$) $K_б = 1$, а при их наличии ($C_v > 1$, $C_X > 1$, $C_Y > 1$, $C_к > 1$) $K_б < 1$. Причем чем он меньше, тем ниже уровень безопасности управления автомобилем.

Необходимо подчеркнуть, что коэффициент $K_б$ характеризует не только общий уровень безопасности движения автомобиля на маршруте, но и уровень неравномерности этого движения, при котором автомобиль теряет время на разгоны и торможения, что вызывает лишь повышенные расход топлива и выбросы вредных веществ с отработавшими газами и практически не дает существенного выигрыша во времени преодоления маршрута. Поэтому неравномерность движения по продольной и поперечной осям автомобиля тоже желательно учитывать, для чего следует ввести специальный показатель $C_н$, характеризующий неравномерность расхода топлива.

Правомерность такого подхода вполне очевидна. Дело в том, что неравномерность движения всегда вызывает и неравномерность расхода топлива, ибо всякий переход с одной скорости движения на другую неизбежно сопровождается изменением расхода топлива, и оно будет тем существеннее, чем интенсивнее переход с одного скоростного режима на другой. Расход топлива меняется также и при поперечных маневрах, причем тем значительнее, чем интенсивнее маневры.

Количественно неравномерность расхода топлива предлагается оценивать безразмерным показателем $C_н$, определяемым по формуле № 19.

Как следует из этой формулы, в идеальном случае, когда топливо расходуется строго равномерно ($G = \text{const}$), $\sqrt{(1/T)Q'} = (1/T)Q$, поэтому показатель $\Delta\overline{G}$ имеет минимально возможное значение, равное единице. В реальных условиях движения всегда $\sqrt{(1/T)Q'} > (1/T)Q$, поэтому $\Delta\overline{G} > 1$, и этот показатель тем больше превышает единицу, чем больше отклонения мгновенного расхода топлива от его среднего значения.

С учетом показателя $C_н$ формула для определения коэффициента безопасности управления автомобилем приобретает вид формулы № 20. То есть $K_б$ зависит от пяти частных показателей. Но главное условие оптимизации каждого из них, а следовательно, и коэффициента $K_б$ — плавное, равномерное движение автомобиля. Именно плавное вождение должно отличать хороших водителей от неумелых. Важно не просто уметь водить автомобиль, а уметь его водить комфортабельно, а значит, безопасно и экономично. Отсюда следует: вся система обучения и воспитания водителей должна быть направлена на привитие им навыков равномерной, плавной езды. А добиться этого можно лишь при условии объективной оценки результатов обучения и воспитания. Что и предлагает рассмотренный метод.

УДК 621.919.1

Фиксированное круговое протягивание — высокоточный способ нарезания зубьев переменного профиля

Кандидаты техн. наук П.Е. ЕЛХОВ и Г.Р. АЛЕНЧИКОВА

МГТУ "МАМИ"

Круговое протягивание — один из наиболее производительных способов зубонарезания. Например, в случае конических и цилиндрических зубчатых колес его производительность в 2—4 раза выше, чем при фрезеровании червячной фрезой, а в случае зубчатого сектора — в 6—8 раз. Кроме того, при круговом протягивании для чернового нарезания зубьев переменного профиля резко повышается качество изготовления заготовки, следовательно, точность и стабильность чистовой обработки зубьев.

При нарезании зубьев переменного профиля на секторе, как показали исследования, выполненные в МГТУ "МАМИ", с точки зрения производительности, действительно, самой выгодной является групповая схема резания. Она, к тому же, уменьшает силы резания и обеспечивает более равномерное распределение припуска между резцами протяжки. При фиксированном черновом круговом протягивании резцы протяжки не имеют поступательного перемещения относительно обрабатываемого зуба, и на торцах нарезанного зуба остается очень небольшой слой металла, который нужно снимать при чистовой обработке резанием. Другими словами, черновое нарезание зубьев переменного профиля фиксированным круговым протягиванием позволяет задавать гораздо меньший, чем при других способах изготовления, припуск на чистовую обработку, поскольку дает (табл. 1) наименьшую величину дополнительного съема под чистовое нарезание.

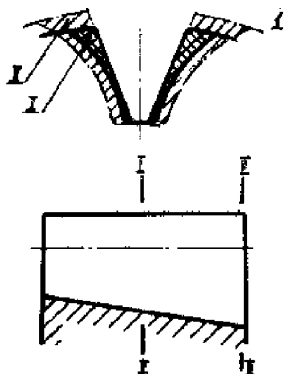
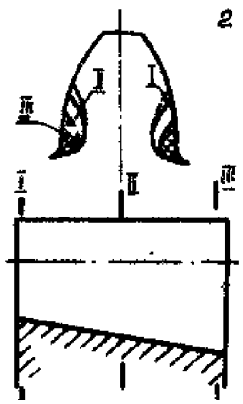
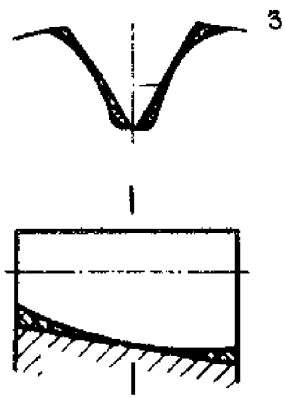
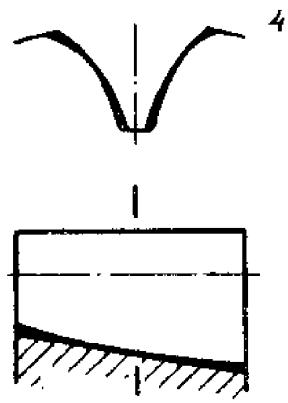
Почему так получается, хорошо видно из табл. 2, в которой показаны формы профиля зуба переменного сечения, нарезанного различными методами, а также характер распределения дополнительного съема металла, присущий этим методам.

Исследование точности процесса нарезания зубьев переменного профиля на секторе вала сошки рулевого

Таблица 1

Метод чернового зубонарезания	Место дополнительного съема металла	Дополнительный съем металла, мм, в сечении зуба переменного профиля		
		I—I	II—II	III—III
Фиксированное круговое протягивание	По дну впадины между зубьями По боковым сторонам у головки зуба По боковым сторонам у ножки зуба	0,53 — 0,3—0,4	— 0,2 0,2	0,52 0,3—0,4 —
Протягивание плоской протяжкой	По дну впадины между зубьями По боковым сторонам у головки зуба По боковым сторонам у ножки зуба	— 1,8 0,8	— 2,0 1,2	— 2,2 2,0
Фрезерование дисковыми фрезами	По дну впадины между зубьями По боковым сторонам у головки зуба По боковым сторонам у ножки зуба	0,62 1,9 0,9	— 2,0 1,2	0,61 2,3 2,1

Таблица 2

Протягивание плоской протяжкой	Фрезерование червячной фрезой	Нарезание дисковой фрезой (диаметр инструмента 500 мм)	Фиксированное круговое протягивание (диаметр инструмента 700 мм)
			
Прямолинейный профиль постоянного сечения	Подрезание профиля	Вогнутость по дну и боковым сторонам впадины между зубьями	Вогнутость по дну и боковым сторонам впадины между зубьями

управления автомобиля черновым фиксированным протягиванием показало, что радиальное биение F_R зубьев и погрешность r их шага в конце периода стойкости инструмента, т. е. после нарезания ~1800 деталей, не превышает 0,06 мм. То есть соответствует восьмой степени кинематической точности и плавности работы.

Результаты измерения параметров зубчатых венцов после их изготовления оценивали по закону распределения размахов отклонений в случайных выборках нормально распределенной генеральной совокупности. В частности, рассчитывали среднее арифметическое X, среднее квадратическое S отклонения и коэффициент η вибрации (табл. 3), а затем строили фактические кривые распределения. Кроме того, определяли параметры и строили соответствующие теоретические кривые распределения.

Как видно из таблицы, для фиксированного кругового протягивания рассматриваемые параметры не только меньше по величине, но и изменяются в более узких пределах, чем для фрезерования и плоского протягивания, поэтому меньше и вероятность брака.

Данные выводы подтверждают также рис. 1 и 2, на первом из которых приведены эмпирические и теоретические кривые рассеяния (т. е. частость) отклонений измерительного межцентрового расстояния F_i деталей, полученных из заготовок, нарезанных черновым фиксированным круговым протягиванием и протягиванием плоской протяжкой, а на втором — фактические кривые рассеяния радиального биения F_{2r} и погрешности f_{ptz} шага для деталей, полученных черновым круговым протягиванием и чистовым фрезерованием червячной фрезой.

Как видим, после чернового фиксированного кругового протягивания колебания измерительного межосевого расстояния после чистовой обработки не только имеют меньшую величину, но и лежат в более узких пределах.

Меньшая величина рассеяния, которая характерна для чистового нарезания заготовок, обработанных фиксированным круговым протягиванием, подтверждает сказанное выше: такое протягивание обеспечивает и наименьшую величину съема металла под чистовую обработку, и бóльшую стабильность размеров заготовки. Например, из рис. 2 следует, что по отдельным параметрам — таким, как радиальное биение F_R и погрешность f шага, точность зубьев после чистового фрезерования червячной фрезой снизилась, по сравнению с точностью чернового зубонарезания круговой протяжкой, и соответственно возросла величина рассеяния погрешности. Это вызвано в первую очередь тем, что при нарезании зубчатого сектора фреза "режет" пустоту. Поэтому имеют место колебания отжатия технологической системы. Если и чистовое нарезание выполнять круговым протягиванием, снижения точности, естественно, не будет. Кроме того, следует отметить значительную (до 40 % высоты нарезаемого зуба) величину подрезания зубьев переменного профиля при их фрезеровании червячной фрезой.

Таким образом, проведенные исследования доказали: черновое фиксированное круговое протягивание повышает, причем весьма существенно, и точность, и стабильность процесса чистового зубонарезания зубьев переменного профиля. А если учесть, что оно и высокопроизводительно, то становится совершенно очевидным: переход на него — дело выгодное.

Таблица 3

Параметр контроля	Значение параметров			
	X	S	η	Вероятность брака, %
Радиальное биение при:				
черновом круговом протягивании	34,30	14,90	0,414	3
фрезеровании	44,64	19,68	0,441	7
Отклонение шага при:				
черновом круговом протягивании	16,45	7,24	0,440	0
фрезеровании	39,76	14,80	0,372	6
Колебание измерительного межцентрового расстояния после чистового фрезерования заготовок, полученных:				
черновым круговым протягиванием	119,20	30,90	0,259	4
плоской протяжкой	129,0	33,67	0,261	16

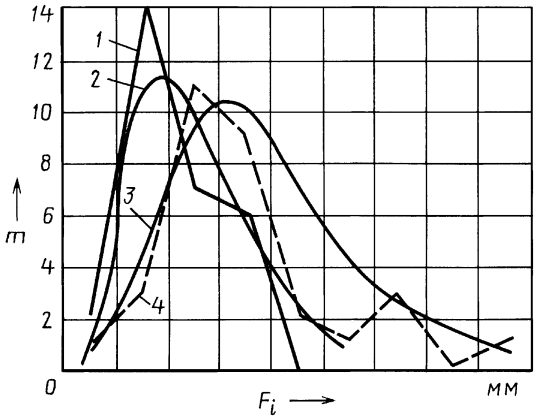


Рис. 1. Кривые рассеяния отклонений измерительного межцентрового расстояния после чистового фрезерования червячной фрезой заготовок, нарезанных круговым протягиванием (1, 2) и плоской протяжкой (3, 4)

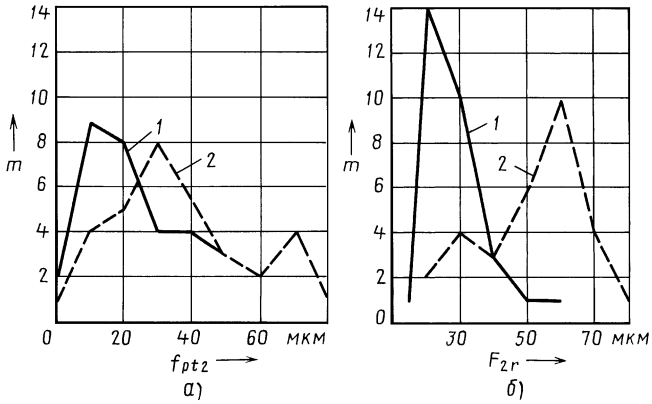


Рис. 2. Опытные кривые рассеяния погрешностей радиального биения F_{2r} (а) и шага f_{ptz} (б) зуба сектора сошки руля:

1 — черновое круговое протягивание; *2* — после чистового фрезерования червячной фрезой

УДК 621.7.043/.044

Теплообмен при штамповке кристаллизующегося металла и время затвердевания поковки[1]

В.В. ГРИШИН, д-р техн. наук Е.Н. СОСЕНУШКИН, Л.С. ФРАНЦУЗОВА

МГТУ "СТАНКИН"

После отвода теплоты перегрева расплава начинается второй этап охлаждения — процесс кристаллизации, который сопровождается выделением ее скрытой теплоты и нарастанием толщины ξ затвердевшего слоя. Задача решается в постановке А.И. Вейника.

Уравнение теплового баланса системы "расплав—твердая корка", очевидно, необходимо составить с учетом выделения этой скрытой теплоты и уменьшения энтальпии при переходе слоя расплава некоторой толщины ξ в твердое состояние. Будем считать, как сказано выше, что в момент начала кристаллизации температура расплава $T = T_{кр}$. Тогда выделение $Q_{кр}$ теплоты описывается формулой № 9, а входящий в нее объем $V_к$ твердой корки (в нашем случае она имеет форму полого шара с внутренним радиусом, равным разности $r_0 - \xi$) — формулой № 10, а его изменение $dV_к$ — формулой № 11.

Уменьшение dH энтальпии при переходе слоя расплава некоторой толщины ξ в твердое состояние для корки в виде полого шара приобретает вид формулы № 12.

Оценим толщину ξ затвердевающего снаружи металла, объем V_ξ которого представим в виде формулы № 13.

Результаты расчетов по ней геометрических параметров затвердевающей шаровой корки диаметром 100 мм приведены в табл. 2, а зависимость геометрического параметра $У$ от относительной толщины δ корки — на рис. 6.

Но объем V_ξ можно рассчитать и по формуле № 14.

Располагая приведенными выше зависимостями, можно записать уравнение теплового баланса (формула № 15).

Проинтегрировав данную формулу и приняв во внимание, что функция $T_2(r, \tau)$ — это $\left[T_n + (T_{кр} - T_n)\frac{x}{\xi}\right]$, а ее производная $\frac{\partial T_2(0,\tau)}{\partial r} = \frac{T_{кр} - T_n}{\xi}$, получаем аналитическую зависимость времени τ кристаллизации слоя твердой корки толщиной ξ (формула № 16).

Формула № 16 с точки зрения математики, безусловно, верна. Верна она и потому, что построена, как и формула для $\tau_{пер}$, на основании апробированных экспериментальных зависимостей, опубликованных разными авторами. И все-таки выполненные по ней расчеты не очень точны, поскольку связаны с упрощением решаемых задач, зависят от корректности выбора значений теплофизических величин контактирующих тел, а, главное, она не учитывает термическое сопротивление контактного слоя между поковкой и штампом. А слой состоит, повторяем, из пленки оксидов, воздушной прослойки, смазки и продуктов ее сгорания. При этом прослойки из оксидов на поверхности инструмента прочно сцеплены с основным материалом и имеют толщину ξ, измеряемую сотыми долями миллиметра и зависящую от химического состава стали штампа, материала штампуемой поковки и условий эксплуатации инструмента; воздушно-газовая прослойка обладает большим термическим сопротивлением, которое увеличивается сажисто-смолистыми или соляными выделениями. То есть термическое сопротивление пограничного слоя определяется целым рядом трудно учитываемых факторов — таких, как его состав, толщина, структура, пористость, теплофизические свойства. Однако, учитывать его необходимо, так как у пограничного слоя тоже высокое термическое сопротивление, которое может снижать максимальную температуру поверхности штампа в 1,5—2 раза.

Известно много моделей термического сопротивления контакта, но наиболее популярна модель, суть которой состоит в приведении термического сопротивления пограничного слоя системы к одному коэффициенту $\lambda_{пр}$ теплопроводности, который подсчитывается по формуле № 17. Правда, сегодня в литературе нет надежных теоретических данных, необходимых для расчета $\lambda_{пр}$. Поэтому основным методом определения теплового сопротивления пограничного слоя до сих пор остается эксперимент. Например, именно с помощью эксперимента М.А. Тылкин и его коллеги установили кусочно-линейную зависимость термического сопротивления от давления на поверхности контакта инструмента с поковкой. Они доказали, что при изме-

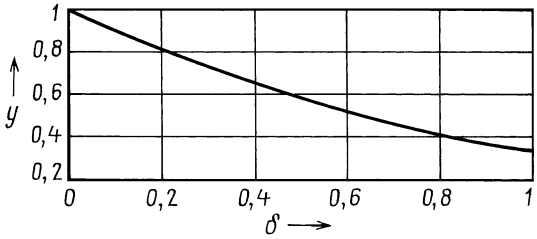


Рис. 6. Зависимость геометрического параметра У от относительной толщины δ корки

Таблица 2

$\delta = \frac{\varepsilon}{r_0}$	$\xi = r_0\delta$	$Y = (1 - \delta - \frac{\delta^2}{3})$	V	r_0	$F_{пов}$
0	0	1,00	0	0,05	0,031416
0,1	0,005	0,90	0,000283791	То же	То же
0,2	0,010	0,81	0,000511032	"	"
0,3	0,015	0,73	0,000688009	"	"
0,4	0,020	0,65	0,000821003	"	"
0,5	0,025	0,58	0,000916298	"	"
0,6	0,030	0,52	0,000980177	"	"
0,7	0,035	0,46	0,001018923	"	"
0,8	0,040	0,41	0,001038820	"	"
0,9	0,045	0,37	0,001046150	"	"
1,0	0,050	0,33	0,001047198	"	"

[1] Окончание. Начало см. "АП", 2006, № 12.

нении давления от 10 до 20 МПа (от 100 до 200 кгс/см^2) данное сопротивление изменяется от 9,0—12,0 до 5,5—8,0 м^{2}К/Вт, а при дальнейшем увеличении давления стабилизируется. Ю.Г. Буров и др. выявили, как межконтактная прослойка влияет на количество теплоты, переходящей в инструмент. Да и вообще можно сказать, что теплотехнические характеристики оксидной пленки, воздушной прослойки и технологической смазки на основе графита изучены достаточно хорошо: получены (табл. 3) количественные значения термического сопротивления пограничного слоя.

Время $\tau_з$ затвердевания всего объема поковки с учетом сопротивления пограничного слоя вычисляется при следующих условиях: $\xi = r_0$; $T_п = T_{конт} = T_ш$; температура расплава к моменту подачи давления становится равной $T_{кр}$, т. е. вся теплота перегрева отведена в инструмент; $\xi_{см} = 4{,}5 \cdot 10^{-5}$ мг и $\lambda_{см} = 0{,}46$ Вт/(м · К); $\lambda_в = 6 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м · К).

Зависимость времени $\tau_з$ затвердевания от $T_{конт}$ при различных температурах $T_{кр}$ иллюстрирует рис. 7. Как видим, с увеличением $T_{конт}$, а значит, с уменьшением теплового напора, $\tau_з$ уменьшается; с увеличением же диаметра поковки (рис. 8) оно, наоборот, возрастает, поскольку увеличивается объем расплава, заливаемого в штамп.

Зная $\tau_з$, можно оценить скорость $\frac{dv}{dt}$ объемного затвердевания поковки. Например, по формуле № 18, которую предложил А.И. Вейник. Или, если "расшифровать" входящие в нее параметры, то по формуле № 19.

Расчеты показали, что объемная скорость затвердевания чугуна с повышением $T_{кр}$ возрастает (рис. 9): чем меньше перегрев металла, тем быстрее он кристаллизуется. В этом случае уменьшается общее время контакта заготовки со штампом, что благоприятно влияет на его стойкость.

Таким образом, приведенные выше аналитические зависимости позволяют оценить время и скорость затвердевания поковки с учетом термического сопротивления пограничного слоя — параметров, которые во многом определяют стойкость рабочих элементов штампа.

Сравним полученные по рассмотренному выше методу данные с данными Н.И. Хворинова, используемыми в практике литейного производства.

Таблица 3

Параметр	Температура $T_з$ пограничного слоя, К (°С)				
	773 (500)	873 (600)	973 (700)	1073 (800)	1173 (900)
$\xi_{ок}$, 10^{-6} м	5	20	30	60	120
$\lambda_{ок}$, Вт/(м · К)	4,16	4,31	4,4	4,48	4,5
$R_{ок} = \varepsilon_{ок}/10^{-6}\lambda_{ок}$, м^2 · К/Вт	1,20	4,64	6,82	13,4	26,7
$10^{-6}R_{см}$, м^2 · К/Вт	17,2	17,2	17,2	17,2	17,2
$10^{-3}R$, м^2 · К/Вт	18,4	21,84	24,02	30,6	43,9
$\alpha_к = 1/10^4R$, Вт/(м^2 · К)	5,44	4,58	4,13	3,27	2,28

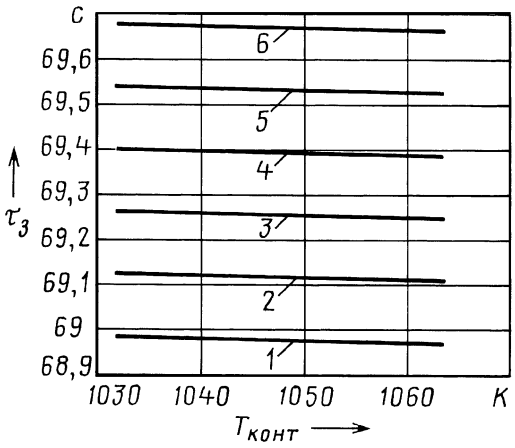


Рис. 7. Зависимость времени затвердевания чугунной поковки диаметром 100 мм от температур контактной поверхности и кристаллизации:
1 — $T_{конт}$ = 1420 К; 2 — $T_{конт}$ = 1422,8 К; 3 — $T_{конт}$ = 1425,7 К; 4 — $T_{конт}$ = 1428,5 К; 5 — $T_{конт}$ = 1431,3 К; 6 — $T_{конт}$ = 1434,2 К

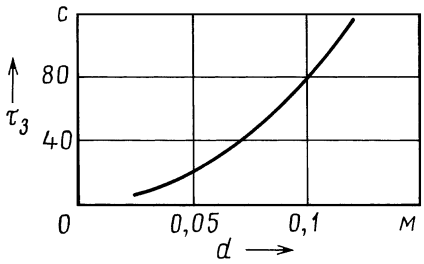


Рис. 8. Зависимость времени затвердевания чугунной поковки от ее диаметра

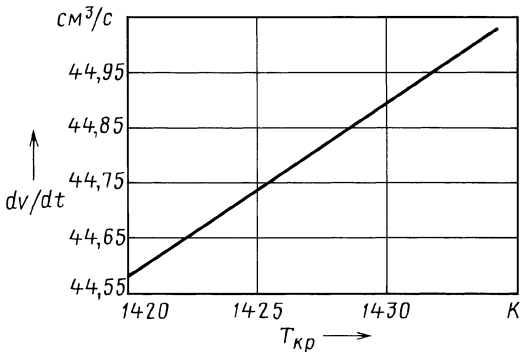


Рис. 9. Зависимость объемной скорости затвердевания чугунной поковки от температуры кристаллизации расплава

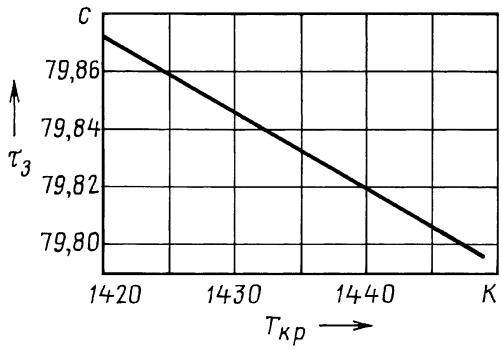


Рис. 10. Зависимость времени затвердевания чугунной поковки от температуры кристаллизации, рассчитанная по методу Н.И. Хворинова

Таблица 4

Фазовое состояние	$T_{кр}$, T_L, К	T_S, T_E, К	ρ, кг/м^3	c, Дж/(кг · К)	λ, Вт/(м · К)	a, м^2/с	b, кВт · $c^{0,5}$/(м^2 · К)	L, кДж/кг
Жидкое	147,3	147,0	6950,0	838,0	18,6	—	—	45,5
Твердое	—	—	7200,0	753,0	36,2	66,7	14,0	45,5

Согласно его методу, продолжительность $\tau_з$ затвердевания поковки определяется по формуле № 20. Если штамп выполнен из стали 5ХНМ, то m = 1,686, n = 0,0339 и $m_ш$ = 0,0136. Тогда формула № 20 превращается в формулу № 21.

Результаты расчетов по ней приведены на рис. 10, из которого следует, что при увеличении давления на расплав чугуна $T_{кр}$ возрастает, т. е. переохлаждение наступает раньше, следовательно, время, затраченное на кристаллизацию всего объема поковки, уменьшается. Как изменяется продолжительность затвердевания в зависимости от диаметра поковки, показано на рис. 11; по методу же МГТУ "Станкин", например, для поковки диаметром 100 мм оно составляет (см. рис. 3 и 8) — 80,2 с, а по методу Н.И. Хворинова — 80 с. Разница всего ~0,3 %. Отсюда можно сделать вывод: расчет времени этапов охлаждения — не прихоть. Он необходим для определения времени выдержки металла под давлением. Ведь если поковку вытолкнуть раньше, чем она полностью затвердеет, брак неизбежен. Например, для чугунных поковок — шаров диаметром 100 мм продолжительность затвердевания не должна быть меньше 80 с.

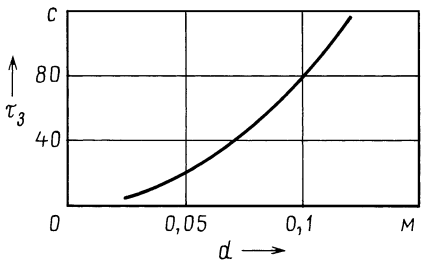


Рис. 11. Зависимость времени затвердевания чугунной поковки от ее диаметра, выведенная по методу Н.И. Хворинова

Результаты расчетов по рассмотренной математической модели хорошо согласуются с опытными данными. Это означает: пользоваться ею не только можно, но и нужно.

В заключение приведем табл. 4, которая содержит теплофизические характеристики чугуна. Считаем, что она окажется полезной для тех, кто будет выполнять расчеты по рассмотренной выше методике.

УДК 629.114.795:629.11,012.5

Дорожная динамометрическая лаборатория НИИШП

Канд. техн. наук А.В. КУЧЕРЕНКО

ООО НТЦ "НИИШП"

Группой экспертов ЕЭК ООН по тормозам и ходовой части АТС разработан проект Правил, определяющих требования к сцепным свойствам шин. В качестве средства испытаний в нем предложено использовать динамометрическую тележку или испытательный автомобиль, а сцепные свойства оценивать путем сравнения пикового значения коэффициента μ_x продольного сцепления и коэффициента μ_{x_c} продольного сцепления шины при ее полном скольжении с аналогичными коэффициентами эталонной шины. При этом четко оговорены условия испытаний на мокрой дорожной поверхности.

Чтобы обеспечить данные требования, в НТЦ НИИШП создали соответствующий метод, основанный на регистрации продольной силы P_x, действующей в пятне контакта шины с дорожной поверхностью от момента начала затормаживания колеса при заданных линейной скорости его движения, нагрузке, нулевых углах наклона и поворота и вплоть до полного его блокирования.

Типичная зависимость данной силы от времени t при затормаживании колеса до его юза приведена на рис. 1.

На ней, как видно из рисунка, очень четко просматриваются три характерных участка: возрастания P_x до ее максимального (пикового) значения $P_{x_{max}}$, соответствующего пиковому значению коэффициента $\mu_{x_{max}}$; горизонтальный, где P_x принимает значение P_{x_c}, соответствующее коэффициенту $\mu_{x_{max}}$ продольного сцепления при полном скольжении шины, т. е. при заблокированном колесе; растормаживания, где P_x сперва несколько возрастает, а затем падает до того же минимального значения $P_{x_{max}}$, что и перед началом торможения.

Сцепные свойства шин сравниваются, как то и устанавливает проект Правил ЕЭК ООН, по максимальному (пиковому) значению коэффициента $\mu_{x_{max}} = P_{x_{max}}/G_z$

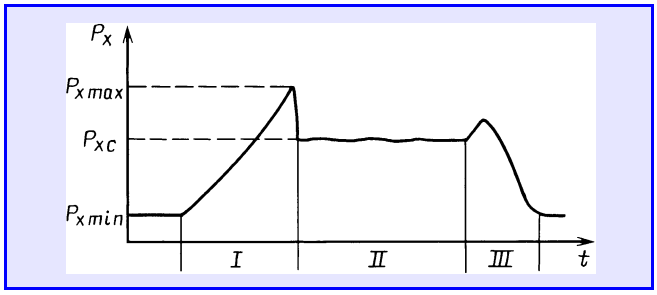


Рис. 1. Экспериментальная зависимость $P_x = f(t)$, получаемая при исследовании сцепных свойств шин в соответствии с проектом Правил ЕЭК ООН

и $\mu_{x_c} = P_{x_c}/G_z$, где G_z — вертикальная нагрузка, действующая на шину.

Таков метод. Реализуется он с помощью специально разработанной для этой цели дорожной динамометрической лаборатории, которая состоит (рис. 2) из автомобиля ЗИЛ-5301СС, динамометрической тележки, автономной системы полива дорожной поверхности и цифровой измерительной системы (предельная погрешность измерения продольной силы — 5 %).

Лаборатория позволяет исследовать зависимость коэффициента продольного сцепления шины от нагрузки, действующей на шину, которую можно изменять в пределах от 3,335 до 9,81 кН (от 310 до 1000 кгс), линейной скорости перемещения колеса, толщины пленки воды в пятне контакта (расчетная толщина пленки — от нуля до 2 мм), проскальзывания шины ($S = 0 \div 100$ %) и типа дорожной поверхности. При этом посадочные диаметры испытываемых шин — от 13 до 17″. При испытаниях регистрируются: скорость движения лаборатории (максимальная — 120 км/ч), проскальзывание S испытываемой шины, продольная сила в пятне контакта.

С помощью динамометрической лаборатории НИИШП уже выполнил ряд оценок коэффициентов продольного сцепления шин, в том числе по заказу одного из шинных заводов — продольное сцепление четырех (один — заводской эталон, три — испытуемые) вариантов шин 175/70R13, имеющих некоторые конструктивные и рецептурные различия с шиной 175/70R13 "КонтиЭкоКонтакт EP" производства фирмы "Континенталь".

Испытания проходили на динамометрической дороге НИЦИАМТа. В их ходе скорость движения автомобиля-лаборатории составляла 60 км/ч, нагрузка на шину — 33 кН (333,4 кгс), начальное давление воздуха в ней — 0,2 МПа (2 кгс/см^2), толщина пленки воды в пятне контакта — 0,5 мм (вода, через сопло специальной конструкции, обеспечивающее ее равномерное распределение по дорожной поверхности, под давлением из резервуаров подавалась в зону контакта шины с дорожной поверхностью, при этом ее расход равен 120 л/мин).

Перед началом измерений каждая испытуемая шина в течение 30 мин подвергалась предварительной обкатке на динамометрической тележке в режимах испытания. В ее процессе выполнялись три пробных торможения. Сразу же после обкатки выполняли серию из 10 контрольных заездов, и если различие между наилучшим и наихудшим показателем в серии не превышало 5 %, то результаты считались зачетными. Далее вычисляли средние значения коэффициентов сцепления.

Рис. 2. Динамометрическая лаборатория НИИШП

Таблица 1

Показатель	175/70R13 "Конти-Эко-Контакт"	175/70R13 (заводской эталон)	175/70R13 (вариант № 1)	175/70R13 (вариант № 2)	175/70R13 (вариант № 3)
$\varphi_{x_{max}}$	0,96	0,88	0,86	0,87	0,80
$\varphi_{x_{max}}/\varphi_{x_{эз}}$, %	109	100	97,7	98,7	90,9
φ_{x_c}	0,64	0,63	0,59	0,59	0,55
$\varphi_{x_c}/\varphi_{x_{эз}}$, %	102	100	93,7	93,7	87,3

Таблица 2

Показатель	175/70R13 (Заводской эталон)	175/70R13 (вариант № 1)	175/70R13 (вариант № 2)	175/70R13 (вариант № 3)
Тормозной путь, м	42,9	45,2	45,4	46,7
$\varphi_{x_{расч}}$	0,59	0,56	0,56	0,54
$\varphi_{x_{расч}}/\varphi_{x_{расч\ эз}}$, %	100	94,9	94,9	91,5

Итоги испытаний приведены в табл. 1.

Результаты, полученные на динамометрической тележке, были сопоставлены с результатами, полученными на автомобиле. Для этого испытуемые шины устанавливали на серийный автомобиль и проводили, по сути, те же испытания. Водитель разгонял автомобиль на смоченной дорожной поверхности и, достигнув установившейся скорости, равной 80 км/ч, нажимал на педаль тормоза в режиме "экстренное торможение".

После каждого заезда измеряли тормозной путь и по нему рассчитывали значения коэффициента продольного сцепления (табл. 2).

Если сравнить данные табл. 1 и 2, то получается, что коэффициент корреляции между значениями пиковых коэффициентов продольного сцепления шин, полученных с помощью динамометрической лаборатории НИИШП и рассчитанных по тормозным путям автомобиля, составляет 84,25 %, а такой же коэффициент между значениями коэффициентов продольного сцепления при полном скольжении шины по дорожной поверхности — 98,25 %. Таким образом, эксперименты доказали, что разработанные в НИИШПе метод и лаборатория полностью соответствуют требованиям к испытательному оборудованию, сформулированным в проекте Правил ЕЭК ООН, т. е. позволяют оценивать сцепные свойства шин по максимальному (пиковому) значению коэффициента продольного сцепления и по коэффициенту сцепления при полном скольжении шины, т. е. по показателям, первый из которых чрезвычайно важен с точки зрения эксплуатации автомобиля, оснащенного АБС, а второй — при оценке устойчивости и управляемости автомобиля при полностью блокированных колесах.

УДК 629.11.012.27—036.5

Колпаки колес из окрашенного в массе модифицированного полипропилена

С.В. МОКЕЕВА, О.Л. БАРСУКОВА,
канд. хим. наук А.С. ЛУНИН

ГАЗ, ОК "Полипластик-Технопол"

При разработке в ОАО "ГАЗ" автомобилей семейств ГАЗ-3302 "ГАЗель" и ГАЗ-2217 "Соболь" изначально для них предусматривались традиционные (металлические) колпаки колес, изготавливаемые штамповкой из проката стали 08пс и покрываемые автомобильными эмалями. Однако у таких колпаков есть один существенный недостаток — низкая износостойкость наружного декоративного покрытия, из-за чего очень быстро начинается коррозия металла, а в итоге — потеря товарного вида автомобиля в целом. Поэтому было принято решение попытаться перейти на пластмассовый вариант колпаков, который, как известно, в последнее время получает все более широкое распространение на легковых автомобилях.

Однако автомобили обоих семейств — коммерческие. Поэтому при проведении опытных работ и выборе пластмассы учитывалось, что новые колпаки должны выполнять не только декоративные функции, как это имеет место на легковых автомобилях, но и быть прочными, легкими, надежно крепящимися, т. е. воспринимать реальные дорожные нагрузки, противодействовать воздействию среды, погодных и климатических факторов. И вместе с тем — соответствовать и требованиям экономики реального производства, другими словами, быть как минимум не дороже колпаков металлических, а еще лучше — обходиться дешевле.

Исходя из последнего, применение пластмасс, обычно используемых для изготовления колпаков колес легковых автомобилей (композиции полиамида 6 или полиамида 66, модифицированный полифениленоксид, сплавы АБС/ПК) было экономически не оправданным. В связи с чем пришлось разрабатывать принципиально новую конструкцию, которая представляет собой (см. рисунок) достаточно объемную деталь в форме выпукло-вогнутого диска с центральным отверстием, кольцевыми углублениями и периферийным краевым буртом и выполнена из окрашенной в массе композиции полипропилена "Армлен ПП СК-15-2С", модифицированного этиленпропиленовым каучуком. Именно эта композиция, как показали эксперименты, обладает необходимыми для грузовых АТС повышенными ударопрочностью; тепло-, морозо- и атмосферостойкостью; эластичностью, обеспечивающей стойкость к знакопеременным нагрузкам (см. таблицу). Тем более, что данный материал уже существовал: его разработало и освоило в производстве по выданным ГАЗом техническим требованиям предприятие ОК "Полипластик-Технопол" — традиционный партнер автозавода в области разработки и обеспечения новыми прогрессивными пластмассами.

Показатели свойств	Значения показателей	Стандарт
Плотность, г/см^3	0,9	ГОСТ 15139—69
Прочность при растяжении, МПа	24	ГОСТ 11262—80
Модуль упругости при изгибе, МПа	900	ГОСТ 9550—81
Ударная вязкость при −40 °С, кДж/м^2	70	ГОСТ 4647—80
Твердость по Шору, метод Д	64	ГОСТ 24621—81
Теплостойкость по Вика, р = 10Н, °С	145	ГОСТ 15088—83
Линейная литьевая усадка, %	1,4—1,6	ГОСТ 18616—80

Как показали испытания, колпаки колес из "Армлена ПП СК 15-2С" полностью отвечают требованиям по стойкости к ударным нагрузкам при отрицательных температурах, повышенным тепловым нагрузкам, передающимся от металлической ступицы колеса в процессе торможения автомобиля.

Новая конструкция колпаков позволила улучшить дизайн автомобилей, поскольку имеет серый цвет, гармонирующий со всей цветовой гаммой кузовов, и исключила вероятность коррозии самих колпаков и сколов их лакокрасочного покрытия (его просто нет), значительно улучшила экологический уровень производства, потому что сейчас нет растворителей, которые неизбежны при наружной окраске автоэмалями. Применение же высокопроизводительного процесса производства, метода литья под давлением, заметно снизило трудоемкость изготовления колпаков и благодаря этому дало реальный экономический эффект.

УДК 620.113/.115

Формы межфирменных стратегических альянсов в автомобильной промышленности[1]

П.П. КИТ

Белорусский ГЭУ

Фирмы, заключающие соглашения о стратегическом сотрудничестве для достижения эффекта масштаба при разработке и/или производстве отдельных комплектующих или осуществлении ограниченной стадии научно-исследовательского и/или производственного процесса, создают масштабные вспомогательные МСА (МВ МСА). Совместно разработанными и производственными элементами впоследствии комплектуется собственная конечная продукция каждого из партнеров. В результате потребитель выбирает, какую и чью модель приобретать, при этом иногда даже не будучи осведомлен, что на двух различных автомобилях установлен именно такой агрегат.

Например, "Вольво" вместе с "Рено" создали дизели и коробки передач, которыми затем укомплектовывали некоторые модели своих магистральных тягачей. Но этот факт никак не устранял прямой конкуренции на рынке между их моделями.

Казалось бы, зачем масштабные вспомогательные альянсы? Но при них партнеры надежно застрахованы от оппортунистического поведения какого-либо из участников, поскольку, как правило, вкладывают одинаковые инвестиции, совместно участвуют в прибылях, несут одни и те же издержки и в равной степени отвечают за контроль над производством. А при такой организации сотрудничества реализовать кому-то свои собственные цели за счет других достаточно сложно. Кроме того, сотрудничество с конкурентами в рамках этого альянса приводит не только к унификации комплектующих, увеличению масштабов их производства, снижению издержек на единицу продукции и ускорению процесса сборки автомобилей, но и к постепенному снижению дифференциации автомобильной техники, поскольку выпускаемая на рынок конечная продукция базируется на основе единых элементов, разработанных и произведенных участниками альянса.

Итак, МВ МСА организуются с целью совместных разработки и/или производства отдельных комплектующих. Причем при научно-техническом сотрудничестве партнеры, как правило, не создают совместных филиалов, а действуют на основе соглашений по совместным НИОКР ("Вольво—Рено", "Форд—Фольксваген", "Рено—Опель", "ДаймлерКрайслер—Катерпилер").

Можно предположить, что именно при такой форме сотрудничества координация исследовательских работ позволяет партнерам добиться максимальной прибыли от вложенных средств. Кроме того, если цель стратегического альянса — выпуск комплектующих, то он чаще всего осуществляется на одном общем производственном участке, так как это наилучший способ достижения эффекта масштаба производства. Причем участок может располагаться как в пределах совместно созданного филиала ("Вольво—Рено—Пежо", "ФИАТ-Пежо"), так и на территории завода одного из партнеров ("Дженерал Моторс—Исудзу", "Комацу—Вольво").

Следует отметить и то, что в случае создания общего филиала (совместное предприятие, консорциум) в рамках масштабного вспомогательного МСА трансакции, как правило, осуществляются не между самими участниками, а между каждым из партнеров и филиалом, который разрабатывает и производит основную продукцию альянса.

Практически во всех исследованных случаях МВ-альянсы заключались между фирмами со схожими экономическими показателями, что также объясняется основной стратегической их целью: фирмы при разработке и производстве отдельных комплектующих или в рамках какого-то определенного производственного этапа рассчитывают на эффект масштаба. Но если один из партнеров намного крупнее других, то дополнительные рынки сбыта продукции для более слабых партнеров не принесут ощутимой прибыли, покрывающей затраты на создание альянса, которой можно добиться с помощью МСА, не перекроют увеличенных издержек на его управление.

Нельзя не отметить и тот факт, что в МВ МСА в основном участвуют европейские и американские фирмы. Незначительное же присутствие азиатских производителей и, особенно, представителей Японии, можно объяснить высокой эффективностью их собственного производства, являющегося, пожалуй, и их главным конкурентным преимуществом. Поэтому примеры стратегического сотрудничества японской и европейской ("Комацу—Вольво"), а также японской и американской ("Исудзу"— "Дженерал моторс") фирм в форме такого альянса можно считать своеобразным исключением из правил.

Фирмы, совместно разрабатывающие, производящие и реализующие на рынке конечную продукцию, создают масштабные интеграционные альянсы (МИ МСА). Как и в случае МВ-альянсов, здесь партнеры предоставляют в распоряжение альянса свои ресурсы и компетенции, а их основная стратегическая цель — добиться увеличения масштабов производства. Однако в отличие от международных вспомогательных МСА на рынок выпускается конечная продукция, а прибыль от ее реализации принадлежит всем партнерам пропорционально степени участия в альянсе. Пример: при производстве карьерных самосвалов повышенной грузоподъемности, совместно разработанных, производимых и распространяемых компаниями "Терекс", "Юнит Риг", "Пайхолер" (все США) и "О энд К" (Германия), машины, сходящие с конвейера каждого из участников альянса, — практически аналогичны. И фирмам-производителям было бы просто невыгодно предлагать их покупателям независимо друг от друга на каком-то отдельно выбранном рынке: такой несогласованный сбыт привел бы только к колебаниям цен, потому что это единственное, чем могут отличаться поставщики идентичной во всех отношениях продукции, но вместе с тем ценовая война привела бы к убыткам для всех партнеров. Это, однако, не исключает соперничества по программам, не входящим в рамки сотрудничества, а также конфликтов внутри альянса, хотя координация совместной работы с покупателями и приводит к тому, что противостояние практически незаметно.

Сотрудничество предприятий в масштабных интеграционных МСА способствует совершенствованию технологий, эффекту масштаба и увеличению объемов производства. Благодаря чему их конечная продукция может успешно конкурировать с продукцией более мощных фирм.

МИ-альянсы выполняют все основные функции, которые характерны для рыночного функционирования единого предприятия: НИОКР, производство и сбыт продукции. И если фирмы останавливают свой выбор именно на такой форме альянса, а не на слиянии, то они, по всей видимости, руководствуются либо политическими и/или юридическими факторами, либо стремятся ограничить свое сотрудничество отдельными видами экономической деятельности. Характерный тому пример — совместное предприятие "МАН-МАЗ": программа предусматривала разработку, производство и сбыт на рынках стран СНГ магистральных тягачей, соответствующих стандартам "Евро-2" и "Евро-3". По всей же остальной номенклатуре автомобильной техники и МАН, и МАЗ остаются конкурентами.

В некоторых случаях работа в масштабных интеграционных альянсах организуется на основе разделения функций. Например, одни партнеры берут на себя разработку, а другие — производство продукции.

И хотя между самими партнерами этого альянса трансакции также могут иметь место, такие альянсы (в отличие от МВ МСА) характеризуются трансакциями между учрежденным партнерами общим филиалом и рынком.

[1] Начало см. "АП", 2006, № 12.

Что же касается сбыта продукции, то он осуществляется путем четкого разделения географических зон между партнерами или через общую структуру, предназначенную специально для этой цели. (Так, для продвижения на рынок магистральных тягачей марки "МАЗ-МАН" партнеры по альянсу, кроме зарегистрированного в Республике Беларусь СП, создали и зарегистрировали в Германии торговую фирму "МАЗ-МАН Трэйдинг", в обязанности которой входит организация системы консигнационных складов, регулирование финансовых потоков и формирование оборотного капитала для всего совместного проекта.) Причем опыт свидетельствует: с помощью филиала можно гораздо легче достичь единой сбытовой политики в глобальном масштабе, в то время как распределение ответственности за сбыт продукции по географическому принципу требует очень высокой степени координации действий партнеров.

В некоторых случаях общая структура (как правило, в форме консорциума либо СП) партнеров одновременно берет на себя ответственность и за НИОКР, и за производство, и за сбыт продукции. (Примером может служить СП "Юклид-Хитачи" компании "Вольво Констракшн Эквипмент" и корпорации "Хитачи", предназначенное для разработки и производства карьерного самосвала повышенной грузоподъемности, а также реализации его под торговой маркой "Юклид" в Европе, ЮВА и Северной Америке.)

Необходимо отметить, что масштабные интеграционные, как и масштабные вспомогательные МСА, помимо определенных выгод, могут содержать и некоторые негативные моменты, причем не столько для внешнего окружения, сколько для самих участников.

Во-первых, в рамках МИ-альянса происходит объединение НИОКР, поэтому собственные "ноу-хау" партнеров, которые на рынке конкурировали бы друг с другом, уже не развиваются. Следовательно, возможны потери некоторых прогрессивных технологических решений, поскольку альянсом признаются неперспективными, но могли бы быть успешно реализованы отдельными предприятиями.

Во-вторых, существует опасность присвоения и дальнейшего самостоятельного использования одной фирмой НИОКР своих партнеров, которыми последние владели еще до вступления в альянс. Правда, среди всех рассмотренных 16 масштабных интеграционных и 11 вспомогательных альянсов подобного присвоения новаторских разработок партнеров не происходило. Однако, в принципе, оно вполне возможно.

Что же касается географии участников масштабного интеграционного МСА, то она не менее разнообразна, чем у дополняющих маркетинговых альянсов. При этом несколько более активное (по сравнению с масштабными вспомогательными) участие японских фирм в создании МИ-альянсов можно объяснить, по-видимому, не столько стремлением достичь эффекта масштаба или повысить рационализацию производства, сколько отсутствием у них необходимых знаний, опыта, а иногда и достаточных финансовых ресурсов для самостоятельной разработки новых прогрессивных моделей автомобильной техники.

В заключение следует особо подчеркнуть, что обобщенные результаты проведенного выше типологического анализа конкурентных межфирменных стратегических альянсов позволяют заметить и наличие четко выраженной зависимости определенных форм организации межфирменного сотрудничества от типа альянса.

Так, факты говорят о том, что в 40 % случаев дополняющие маркетинговые МСА были сформированы путем приобретения меньшей доли участия, в 35 % случаев — через соглашения о совместном маркетинге либо в форме СП (20 %). Форма организации дополняющих производственно-технических альянсов — в основном, лицензионные соглашения (48 %), а также СП (20 %), приобретение меньшей доли участия (16 %) и соглашения по совместному развитию производства (16 %). Участники масштабных вспомогательных МСА чаще всего либо ограничиваются соглашениями о совместных НИОКР (40 %), либо образуют СП (30 %). И, наконец, масштабные интеграционные альянсы во всех рассмотренных случаях предполагали создание СП (67 %) или консорциумов (33 %). В целом же среди 70 изученных примеров чаще всего создавали МСА в форме СП (31 %), путем приобретения меньшей доли участия (19 %) и в результате лицензионных соглашений (17 %). И только в 3 % случаев партнеры избирали в качестве формы организации сотрудничества обмен акциями.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Бабицкая В.В., Станкевич Н.М. — Квалификация и стабильность кадров предприятия — основа высокого качества его продукции 1
АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Егоров А.Н., Коритко Н.В., Пеклин В.В. — Новая подземная техника МоАЗ. 4
Петров Р.Л. — Автомобиль ВАЗ-1118 "Калина" и уровень его экологической безопасности 6
Сонкин В.И., Артемов А.А., Бажинов А.А., Миронычев М.А. — Экспериментальный бензиновый двигатель ЗМЗ-НАМИ с непосредственным впрыскиванием . 8
Никишин В.Н. — Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля 11
Шухман С.Б., Бахмутов С.В., Коркин С.Н., Малкин М.А. — Принципы автоматического управления гибкой трансмиссией полноприводного АТС. 14
Баловнев Н.П., Власенко С.А. — О скольжении ремня в процессе регулирования вариатора 17
Математическое моделирование как инструмент повышения управляемости АТС
Селифонов В.В., Цыбунов Э.Н. — Динамика криволинейного движения автомобиля с учетом характеристик распределительного устройства гидроусилителя рулевого управления. 21
Белоусов Б.Н., Болдорев А.Г., Наумов С.В., Федотов И.В. — Модель взаимодействия управляемых систем подрессоривания колес и всеколесного рулевого управления как подсистем их активной безопасности. 23

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Котов В.Н., Пучков В.В., Нещадим И.Л., Щербинин И.П., Косушкин В.А., Абанин В.С. — Электронный паспорт автомобиля и его роль в управлении АТП. 25
Блохин А.Н., Молев Ю.И. — О времени, затрачиваемом на проезд перекрестка 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Евсеев П.П. — Количественная оценка уровня безопасности управления автомобилем. 28
Елхов П.Е., Аленчикова Г.Р. — Фиксированное круговое протягивание — высокоточный способ нарезания зубьев переменного профиля 32
Гришин В.В., Сосенушкин Е.Н., Французова Л.С. — Теплообмен при штамповке кристаллизующегося металла и время затвердевания поковки 34
Кучеренко А.В. — Дорожная динамометрическая лаборатория НИИШП 36
Мокеева С.В., Барсукова О.Л., Лунин А.С. — Колпаки колес из окрашенного в массе модифицированного полипропилена 38

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом
Кит П.П. — Формы межфирменных стратегических альянсов в автомобильной промышленности 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН
Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик, Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Е.Г. Волкова
Сдано в набор 30.11.2006. Подписано в печать 8.01.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,92. Зак. 105.
Отпечатано в Подольской типографии — филиале ОАО "ЧПК"
142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.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.