ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2007

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

Состояние и перспективы развития рынка и производства грузовых автомобилей в России на период до 2015 года

М.М. ГОНТАРЬ, канд. техн. наук И.А. КОРОВКИН,
канд. экон. наук А.С. ПОРОШИН

НП "Объединение автопроизводителей России"

Рынок и производство автомобилей в определяющей мере зависят от социально-экономических факторов развития страны. И эти факторы в 2006 г. для России довольно благоприятные. В частности, заметно улучшились такие ее макроэкономические показатели, как ВВП (6,6 % против 6 % в 2005 г.), инфляция (соответственно 9 и 12 %), грузооборот — на 4 %.

Есть определенные успехи и в автомобилестроении. Например, выпуск грузовых автомобилей достиг 248,9 тыс. шт., что на 20,1 % больше, чем в 2005 г. Правда, он составил не более 32,8 % максимально достигнутого уровня 1988 г. (759,8 тыс. шт.). Но, главное, тенденция положительная.

Однако есть и то, что не вызывает, мягко говоря, энтузиазма. Прежде всего, то, что в настоящее время в отрасли 18 заводов производят грузовые АТС. То есть существенно больше, чем в странах с развитым автомобилестроением. Так, в странах Западной Европы грузовыми автомобилями (если к ним отнести пикапы и фургоны на базе легковых) занимаются от 6 до 13 фирм, каждая из которых производит от 200 до 600 тыс. шт., в США — 15 (~8 млн) в Японии — 13 (~2 млн), в Китае — 15 (более 2 млн), в Республике Корея — 6 (450 тыс. шт.). Отсюда можно сделать вывод: средняя реальная производственная мощность российских автозаводов уступает аналогичному показателю автомобилестроительных фирм ведущих стран. И это свидетельствует о том, что грузовое автомобилестроение у нас развивается в основном без учета двух главных аксиом рыночной экономики: "производство автомобильной техники, как и других видов продукции, есть производная от рыночного спроса"; "оно и в определяющей степени зависит от технического уровня и цены товара и государственной политики, направленной на защиту интересов национальных производителей".

Кроме того, рынок грузовых автомобилей в России формируется под влиянием как минимум четырех важных социально-экономических факторов. Во-первых, некоторые его сегменты, как и во времена СССР, остаются не насыщенными отечественной техникой по целому ряду типоразмеров АТС. И прежде всего — легкими коммерческими и большегрузными автомобилями. Во-вторых, спрос на автомобили ограничивается существованием значительного накопленного и нерационального по структуре парка, а также экономическим расслоением его собственников. В-третьих, рост спроса на отечественные автомобили зависит от перспектив автомобильного рынка в целом и конкурентоспособности российской техники по отношению к АТС как из дальнего, так и ближнего зарубежья. В-четвертых, таможенно-тарифная политика должна не только сдерживать рост импорта и способствовать обеспечению рынков сбыта для отечественной продукции, но, в конечном итоге, быть направленной на повышение технического уровня и конкурентоспособности российских автомобилей. Но ни того, ни другого, ни третьего, ни четвертого в России в полной мере пока нет.

В итоге действия перечисленных выше факторов сказываются на внутреннем рынке России: в 2006 г. продано ~354,1 тыс. грузовых АТС (в 2005 г. —280,9 тыс., а в 2000 г. — 214,5 тыс.). В это число входят автомобили ГАЗ, ЗИЛ, УАЗ, "Урал" отечественной разработки, автомобили зарубежной разработки, но российской сборки (малотоннажные автомобили "Хёндай Портер" на ТагАЗе, "Юджин" на заводах "Автотор" и фирмы "Амур"; двух-, трех- и четырехосные "Вольво" полной массой 18,2—34 т — фирмой "ВТС-Зеленоград"; полной массой 26—33 т — СП "Ивеко-Урал"; полной массой 40 т и более — в "Яровит Моторс"; пи-

капы "FAW Адмирал" — на бийском заводе "Алтай"), белорусские МАЗ, МоАЗ, МЗКТ, БелАЗ и автомобили зарубежной разработки и изготовления. Причем темпы роста поставок последних на российский рынок непрерывно увеличиваются по всем его секторам, что хорошо видно из статистики.

Например, общий объем продаж грузовых АТС в денежном исчислении в 2006 г. составил ~155 млрд руб., т. е. увеличился, по сравнению с 2001 г. (50,5 млрд руб.), в 3 раза. Но объем продаж чисто российской техники за тот же период возрос лишь в 1,9 раза (в 2006 г. — 65 млрд руб., в 2001 г. — 34,3 млрд руб.). Зато доля продаж иномарок, в 2001—2004 гг. не превышавшая 15—18 %, в 2006 г. доведена до 36 %. Другими словами, новые и подержанные иномарки уверенно завоевывают российский рынок грузовых АТС. И фактически по всем его секторам.

Так, если взять сектор автомобилей полной массой до 3,5 т, то в 2006 г. общий объем их продаж достиг 203,6 тыс. шт., что на 42,7 % больше, чем в 2000 г. Но 80 тыс. (39,3 %) из них — иностранные аналоги российских пикапов и фургонов на базе легковых автомобилей ВАЗ и "ИжАвто", а также малотоннажных УАЗ, "Соболь" и "ГАЗель".

В секторе АТС полной массой 3,51—9 т, обеспечивающих перевозки грузов в торговле и аграрно-промышленном комплексе, доля автомобилей ГАЗ и ЗИЛ (ГАЗ-3306, ГАЗ-3307, ГАЗ-3309, ГАЗ-3310, ЗИЛ-5301) составляет 83 %, а иномарок — 17 % (соответственно 28,8 тыс. и до 6 тыс.).

Сектор АТС полной массой 9,1—12 т, которые заняты в основном в строительном и торговом комплексах, а также городских коммунальных службах, в 2006 г., как и в предыдущие четыре—пять лет, составил ~8,5 тыс. шт. и был, по существу, единственным представленным только автомобилями ЗИЛ-4333, КамАЗ-4308, КамАЗ-4326, "Урал-43206" и МАЗ-4370.

Сектор 12,1—18 т в 2006 г. получил существенное развитие: общие продажи достигли ~48,6 тыс. шт. против 19,8 тыс. шт. в 2000 г., что вызвано увеличением спроса на такие автомобили в строительстве и торговле, добывающих отраслях, силовых структурах, а также в сфере междугородних и международных перевозок грузов. Представлен он автомобилями КамАЗ-5320, КамАЗ-5360, КамАЗ-43114, "Урал-4320", МАЗ-5336 и иномарками. Причем соотношение между отечественными (~11 тыс.) и зарубежными (~36 тыс.) — 1:3.

Сектор 18,1—26 т, являясь основным в повышении эффективности перевозок практически во всех отраслях хозяйственного комплекса, в том числе в международном и междугородном сообщении, за пять (2001—2006 гг.) лет вырос с 28,6 тыс. до 56,6 тыс. шт., или на ~98 %. Представлен он в основном автомобилями типа "Урал-4320-0919", КамАЗ-53215, КамАЗ-6460, КамАЗ-65115, МАЗ-6303, КрАЗ-6510. Но доля иномарок в нем тоже весьма значительная: в 2006 г. их продано ~23 тыс. шт., или 40 % общих продаж.

Сектор 26,1 т и более за последние пять лет расширился в 6 раз и в 2006 г. составил 7,7 тыс. шт., что свидетельствует о возрождении строительного комплекса и добывающих отраслей промышленности. В нем сбыт автомобилей КамАЗ-6520, "Ивеко-Урал", МоАЗ, БелАЗ составил ~4,5 тыс. и иномарок ~2 тыс.

Как видим, проблемы отечественных производителей, связанные с ростом ввоза иномарок, действительно, есть. Развитие рыночных отношений в России вызвало существенное (с 81,5 тыс. шт. в 1995 г. до 203,6 тыс. шт. в 2006 г., или в 2,5 раза) увеличение рынка малотоннажных автомобилей (полной массой до 3,5 т). В то же время рынок автомобилей других категорий суммарно возрос в 2 раза. И если рост продаж малотоннажных иномарок с 14,3 тыс. шт. в 2000 г. до 80,2 тыс. шт. в 2006 г. обеспечивал как пополнение, так и замещение парка автомобилей данной категории и сократил спрос (продажу) техники российских заводов на 10 тыс. шт., то совсем иная картина складывается на рынке большегрузных (полной массой 12,1 т и более) АТС, причем особенно — седельных тягачей. Сбыт иномарок категории 12,1 т и более увеличился с 6,4 тыс. шт. в 2000 г. до 61,6 тыс. шт. в 2006 г., или в 9,6 раза, и направлен в основном на замещение парка автомобилей по назначению и техническому уровню отсутствующих у российских производителей. При этом за период с 2000 по 2006 гг. продажи российской техники данной категории стабилизировались на уровне 47—52 тыс. шт. в год.

Кроме того, рост продаж иномарок объясняется отсутствием у российских и белорусских автозаводов ряда типоразмеров АТС по типу кузова (надстроек), необходимых для тех или иных отраслей экономики. Чтобы устранить данные проблемы, российские потребители закупают до 3,5 тыс. специальных автомобилей (в основном, автокраны, бетоносмесители и бетононасосы), а международные и междугородные перевозчики — седельные тягачи. Например, последних они в 2005 г. приобрели 31,4 тыс. шт., в том числе подержанных магистральных тягачей "Фритлайнер" (аналога которым нет даже у западноевропейских фирм) — более 3 тыс. шт. Всего седельных тягачей российскими заводами (ЗИЛ, УралАЗ, КамАЗ) изготовлено в 2006 г. 5,1 тыс. шт., из Белоруссии (МАЗ) поставлено 5,0 тыс. шт., что суммарно в ~2 раза ниже поставок по импорту.

В целом парк грузовых АТС в 2005 г. составил 4,85 млн, т. е. увеличился, по сравнению с 1995 г. (4,24 млн шт.), на 14,4 %. При этом его структура изменялась в зависимости от изменения структуры продаж на внутреннем рынке.

Стабилизация парка крайне востребованных хозяйственным комплексом страны большегрузных автомобилей объясняется как ростом парка иномарок, так и существенным (с 276,7 тыс. в 1995 г. до 196 тыс. шт. в 2005 г.) сокращением парка автомобилей МАЗ и КрАЗ.

В дальнейшем парк АТС данной категории должен интенсивно насыщаться. Дело в том, что в настоящее время в общем парке грузовых автомобилей с возрастом до пяти лет эксплуатируется 14 % автомобилей, от пяти до 10 лет — 23,4 и более 10 лет — 62,6 %, что крайне негативно сказывается на производительности грузового автомобильного транспорта. И второе: доля иномарок в парке увеличилась с 3,3 в 1995 г. до 9,7 % в 2005 г. Поэтому чрезвычайно важно уже сейчас предпринять меры по защите российского автомобильного рынка, не допустить критичного (25 %) с точки зрения национальной транспортной безопасности уровня иномарок в парке.

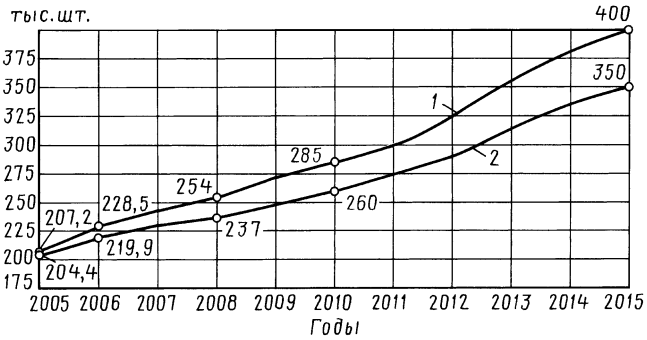
И такие меры принимаются. Например, на период 2008—2015 гг. намечено создать новые мощности по производству грузовых автомобилей на предприятиях с иностранным участием. В частности, концерн "Хёндай Мотор" заключил контракт на поставки комплектующих Ростовскому заводу грузовых автомобилей (г. Таганрог) для сборки автомобилей HD-72 полной массой 7,2 т и седельных тягачей HD-500 типа 4×2 полной массой 18 т. (Планируемый начальный выпуск — 3 тыс. шт.) Группа "Северстальавто" намерена организовать сборку легких коммерческих автомобилей "Исудзу Эльф" полной массой 2,8—3 т в Елабуге (планируемый начальный объем выпуска — 2 тыс. шт.). И уже в конце 2006 г. выпустила первую партию таких автомобилей на Ульяновском автомобильном заводе.

В случае реализации намерений этих и других фирм с иностранным участием по освоению создаваемых мощностей общее производство грузовых автомобилей данного сегмента рынка в 2008 г. достигнет 15—17 тыс. шт., в 2010 г. — 20—26 тыс. шт. и 45—50 тыс. — в 2015 г.

В конечном итоге создание новых мощностей на предприятиях с иностранным участием при условии, что импортозамещение, как того требует правительство, может привести к сокращению импорта грузовых автомобилей. Но как показывает анализ, к 2015 г. — не ниже, чем до 90 тыс. шт. При этом импорт должен сократиться в основном по автомобилям полной массой не более 9 т — до 40 тыс. шт. Однако импорт большегрузных (полной массой более 18 т) автомобилей сохранится на уровне 20—22 тыс. шт. в год, специальных автомобилей — до 3 тыс. и седельных тягачей — до 20—25 тыс. В том числе тягачей с бескапотной схемой (для международных перевозок и перевозок в центральной части России) — до 12—15 тыс. шт., с капотной (для перевозок на прямых и протяженных трассах севера и юга страны, Урала и Сибири) — до 10 тыс.

Все это не домыслы. Приведенные выше цифры основаны на динамике ВВП (7—8 % в год и более) и напрямую связанного с ним грузооборота (6—8 %) автомобильного транспорта.

Исходя из этого, есть все основания утверждать, что в 2010 г. рыночный спрос на грузовые автомобили может составить 380—400 тыс. шт., в том числе полной массой: до 3,5 т — 217—220 тыс. шт., 3,51—9 т — 34—36 тыс.,



Прогноз развития российского рынка грузовых автомобилей до 2015 г.:

1 — общий объем рынка; *2* — АТС российского производства

9,04—12 т — до 10 тыс., 12,1—18 т — 52—54 тыс., 18,1—26 т — 58—60 тыс. и более 26 т — 10—12 тыс. шт. В 2015 г. число продаж, по расчетам, возрастет до 400—430 тыс. шт. Но соотношение по категориям АТС останется практически тем же, что и в 2010 г.: 240—260; 44—46; 12—14; 54—56; 60—62; 12—14.

При доведении экспорта АТС рассматриваемых категорий до 60—65 тыс. шт. (в 2006 г. — 55 тыс. шт.) объем производства на российских автозаводах в 2010 г. может составить (см. рисунок, кривая *2*) до 270 тыс. шт. а в 2015 г. — 360 тыс. шт.

В целом тенденции изменения составных частей российского рынка грузовых АТС за 2000—2006 гг. показывают, что в течение четырех лет после вступления страны в ВТО (ориентировочно 2008 г.) и неизменных ставках таможенных пошлин на ввоз как новых, так и бывших в эксплуатации автомобилей, российские автозаводы могут, если сохранят выпуск отечественных типоразмеров АТС достигнутого технического уровня, оказаться ниже кривой *1* на рисунке. Поэтому представляется целесообразным: пока мы еще окончательно не стали членами ВТО, прекратить ввоз подержанных грузовых автомобилей полной массой более 9 т и седельных тягачей, а по истечении семилетнего периода (после вхождения в ВТО) всех автомобилей, бывших в эксплуатации.

УДК 629.114.6.002.2

ОАО "ИжАвто": полномасштабное производство автомобиля "КИА Спектра"

В.А. НЕПРОКИН

ОАО "ИжАвто"

В августе 2005 г. " ОАО "ИжАвто" начало выпуск автомобилей "КИА Спектра". И это спустя лишь два года с момента подписания "Соглашения о техническом сотрудничестве и предоставлении лицензии" — основного документа, регламентирующего отношения между ОАО и фирмой "КИА Моторз".

Чтобы обеспечить такой результат, "ИжАвто" пришлось закупить в Корее и Японии и отладить три технологических комплекса – сварочный, сборочный и окрасочный, на что затратило 100 млн амер. долл.

Строительно-монтажные работы, монтаж и пусконаладка оборудования прошли, как и задумывалось, в короткие сроки. Например, работы по сварочному комплексу начались в феврале 2005 г., а завершились в июле 2005 г.; сборочному комплексу — соответственно в марте 2005 г. и сентябре того же года; окрасочному — в феврале и июле 2005 г.

В итоге за 2005 г. "ИжАвто" сумело выпустить 3009 автомобилей "КИА Спектра".

Тем не менее 2005 г. оказался для предприятия довольно сложным. Изменение модельного ряда и освоение новой технологии потребовали, к сожалению, высвобождения значительной части персонала. И одновременно круглосуточной работы по модернизации

производства, в которой приняли участие более 1 тыс. человек. В результате суммарные объемы производства и реализации продукции снизились на 37 %.

Но руководство предприятия пошло на это, понимая, что 2005 г. должен стать фундаментом дальнейшего развития. И не ошиблось, о чем говорят итоги работы 2006 г. А они следующие.

1. Автомобиль "КИА Спектра" ижевского производства успешно вышел на российский рынок автомобилей фирмы "КИА". Например, на конец октября 2006 г. потребитель приобрел 22 114 этих автомобилей — фактически столько же, сколько "КИА Моторз" реализовала свои модели за весь 2005 г. И сейчас, более того, "КИА Спектра" занимает, причем уверенно, 10 место в рейтинге наиболее популярных на российском рынке автомобилей. Что совсем неплохо, если учесть "младенческий" ее возраст.

Конечно, успеху "ИжАвто" способствовала и широкая дилерская сеть "КИА Спектра", в которой в настоящее время насчитывается 120 дилеров, расположенных в 60 городах страны.

2. ОАО "ИжАвто" сохранило статус второго в отрасли автозавода по объемам производства (несмотря на изменение рыночной конъюнктуры и фактический уход с рынка семейства автомобилей "Иж"): по итогам 2006 г. потребитель получил более 65 тыс. автомобилей. Против 52,8 тыс. в 2005 г.

3. Проект "КИА Спектра" стал одним из важных доказательств в пользу российского автопрома: отечественные автомобилестроители способны выпускать продукцию высокого качества, уровень которого порой даже превосходит нормативные показатели лицензиодержателя. Свидетельство тому: гарантия на ижевские автомобили "КИА Спектра" — три года или 100 тыс. км пробега.

4. Автомобили "КИА Спектра" производятся по системе "встроенного качества", применяемой на всех предприятиях корейской фирмы и базирующейся на международных стандартах ИСО. Что и подтверждено авторитетными организациями. В частности, эти автомобили в ОАО "ИжАвто" сертифицировали на соответствие требованиям ИСО межотраслевой фонд "Сертификация автотранспорта САТР" на основе результатов аудита самого фонда и испытаний в НИЦИАМТе, а также норвежская фирма "Дет Норск Веритас" — транснациональная аудиторская организация, занимающаяся сертификацией продукции автопрома, судостроения, авиации и нефтегазодобычи.

5. Расширяется модельный ряд автомобилей "КИА Спектра": "ИжАвто" стало первым в России предприятием, работающим в рамках постановления № 166 правительства РФ, которое определяет понятие "промышленная сборка". Ориентируясь на него, автозавод в 2007 г. приступает к сборке автомобиля "КИА Рио", а в 2008 г. перейдет на полномасштабный выпуск данной модели. Наконец, планируется запустить в производство в том же 2008 г. и третью модель — "КИА Соренто".

Если говорить о других планах на ближайшее будущее, то в 2007 г. объем выпуска автомобилей "КИА" должен превысить 60 тыс. шт., т. е. объема, фактически достигнутого в 2006 г. В целом же в 2007 г. "ИжАвто" намерено выпустить 103,8 тыс. автомобилей. Это будет самый высокий результат за всю новейшую историю предприятия (в 2004 г. — выпуск 96,5 тыс.; похожего итога предприятие добивалось только в 1992—1993 гг. — соответственно 115 и 75 тыс. шт.).

Серьезная реорганизация завода, обновление технологии, которые прошли в 2005 г. в связи с запуском проекта "КИА Спектра", позволяют работать по новым экономическим принципам. Например, если в 2004 г. автозавод изготовил ~96 тыс. автомобилей при численности работающих, равной 12 тыс. человек, то план 2007 г. должны выполнить 5,8 тыс. человек. И уже сегодня производительность труда возросла, по сравнению с 2005 г., в 2 раза: один работник изготовляет до 13 автомобилей из разобранных комплектов, а в 2007 г. эта цифра, как предполагается, возрастет до 18 автомобилей.

Теперь о локализации производства "КИА Спектра" в Ижевске. Согласно постановлению правительства, ее уровень к июню 2007 г. должен составить не менее 10 %, т. е. ~50 позиций из общего перечня комплектующих для данной модели должны быть отечественными. (Кстати, это первый определенный на правительственном уровне этап локализации.) На втором же и третьем этапах ОАО "ИжАвто" должно, соответственно, через 42 месяца сократить ввоз ряда автокомпонентов в стоимостном исчислении (без учета стоимости кузова) не менее чем на 10 %, а спустя 52 месяца — еще на 10 %.

Данные требования выполняются. Например, на автомобили "КИА Спектра" уже устанавливаются российские аккумуляторы и шины, они заправляются отечественными эксплуатационными жидкостями, а динамики аудиосистем и легкосплавные диски колес — тоже российского производства. Как и нынешние каталитические нейтрализаторы, и некоторые элементы системы климат-контроля, в том числе отопитель и кондиционер, а также боковые стекла, отказавшись от их поставок из Кореи к середине 2007 г. Намечается приобрести оснастку для изготовления бамперов, одной из наиболее затратных с точки зрения транспортной составляющей позиций. В плане локализации на ближайшую перспективу ведутся также работы по системе выпуска отработавших газов, организации участка сборки сидений.

Таковы факты. Но они воспринимаются положительно далеко не всеми автомобилестроителями. Многие считают, что промышленная сборка "чужих" моделей автомобилей губит, как говорится, на корню автомобилестроение России. Но, думается, в данном случае более рациональна позиция Министерства промышленности и энергетики, которое считает, что режим промышленной сборки позволяет привлекать в отрасль инвестиции ведущих зарубежных автомобилестроительных фирм — таких крупных, как "Тойота", "Ниссан", "Фольсваген", "ФИАТ", "Рено" и той же "КИА Моторз". Причем все они согласны на локализацию производства, что способствует обеспечению спроса на автокомпоненты, стимулируя повышение качества их производства.

Хотя, конечно, угроза национальной безопасности в области автомобилестроения (и здесь оппоненты правы), безусловно, есть. Важно, как говорится, не "переборщить". И ижевский автозавод работает с уче-

том данных обстоятельств. Но есть ряд факторов, которые не могут не настораживать.

Так, в процессе реализации проекта "КИА Спектра" предприятие, действительно, оптимизировало производственный процесс, избавилось от лишних технологий, сделав его более управляемым и мобильным, т. е. шагнуло по технологии на четверть века вперед, и теперь при адекватных инвестициях способно наладить выпуск до 350 тыс. шт.; обеспечивая выполнение программы 2006 г. со списочной численностью 5 150 человек, что на 9 127 человек меньше, чем в 2004 г. Все перечисленные меры позволили в 2006 г. увеличить выпуск автомобилей на одного работающего на 70 %, а среднюю заработную плату — на 67,8 %. Но при снятии с производства традиционных автомобилей марки "Иж" глубина переработки, как это не прискорбно, снизилась с 54 до 10 %.

Сработал и мультпликативный эффект: предприятие сократило 9 127 человек, а на связанных с ним предприятиях высвободилось еще 2,5 тыс. человек. И это только в Удмуртии.

В 2006 г. налоги, отчисляемые предприятием, снизились, по сравнению с 2004 г., на 171 млн руб. — колоссальные социальные издержки.

Но остается ощущение, что это не совсем хорошо. Обнадеживает лишь то, что сложившаяся ситуация способствует переходу страны от ресурсной экономики, ориентированной на добывающие отрасли с низкой добавленной стоимостью, к экономике инвестиционной и инновационной. Но здесь издержки, по-видимому, неизбежны. То есть другого пути решения задачи удвоения ВВП, поставленной Президентом РФ, нет.

И второе. Рассчитывать на то, что в ближайшие годы вклад российского автомобилестроения в ВВП существенно увеличится, не приходится. Это связано с тем, что, как свидетельствует опыт ОАО "ИжАвто", условия режима "промышленной сборки" не стимулируют зарубежные фирмы к созданию в России высокотехнологичной производственной базы и ставят российские автозаводы в неравные с иностранными концернами условия. Что ведет к технологической беспомощности одной из стратегических отраслей экономики — автомобилестроения и может привести к научно-технической зависимости России от внешних источников.

Кроме того, финансовая беспомощность отечественных автомобилестроительных предприятий в условиях открытого (мы вступаем в ВТО!) рынка и прямой конкуренции с зарубежными фирмами очевидна уже сейчас: ставки по кредитам наших банков намного опережают ставки зарубежных банков. Это также препятствует технологическому перевооружению отечественных предприятий, из-за чего большинство предприятий отрасли имеет слабую привлекательность для внешних инвесторов.

И, пожалуй, одно главное: бизнесмены дальнего зарубежья ("акулы" капитализма, как говорили в недавнем прошлом) обладают колоссальным опытом, позволяющим, по существу, манипулировать российской автомобильной отраслью. Тем более что правительство, мягко говоря, не препятствует этому. Если не хуже.

Таким образом, рассматривая на базе опыта ОАО "ИжАвто" состояние и перспективы развития отечественного автомобилестроения до 2015—2020 гг., вступление в ВТО, конкуренция со стороны производителей автомобильной техники будет возрастать как с Запада и Востока, так и с Юга. По экспертным оценкам, только в странах ЕС объем производства АТС для экспорта уже сегодня достигает 8—10 млн шт. По такому пути пошли и другие страны — Бельгия, Бразилия, Испания, Мексика и Чехия, которые уже увеличили выпуск АТС в 2—3 раза. Россия же "играет" на своем поле: в подавляющем большинстве случаев проекты, реализованные по схеме "промышленной сборки", ориентированы на поставки автомобилей только на внутренний рынок.

Еще одна проблема: схема "промышленной сборки" способствует росту беспошлинного ввоза основных деталей и узлов без намерений освоения их производства на российской территории. И это при том, что в последние годы четко прослеживается тенденция по переносу все большей доли трудоемкости в области автомобильной техники с производителей на поставщиков комплектующих, крупных узлов, систем и сборочных единиц. Например, если три года назад доля производителей легковых автомобилей составляла 35 %, то в 2006 г. она снизилась до 32 %. Доля же производителей автокомпонентов первого уровня выросла с 39 до 41 %, поставщиков сложных компонентов — с 19 до 26 %, а компонентов третьего уровня — незначительно (с 6,5 до 7 %).

Вывод очевиден: нашему правительству пора задуматься, на что стоит ориентироваться: на сиюминутные эффекты или сохранение национальной безопасности страны.

И последнее. Правительством поставлена задача автомобилизации населения России, и она успешно выполняется. Но упускаются из вида вопросы развития собственного автомобилестроения как отрасли, которая "тянет" за собой развитие всего машиностроения, нефтехимии, металлургии, электроники и, в конечном счете, мультипликативно увеличивает занятость населения. Чего, кстати, не допускало большинство государств, относительно недавно вошедших в "двадцатку" крупнейших продуцентов автомобильной техники: они шли на прямые инвестиции, в том числе в НИОКР, и защищали собственный рынок от иностранных интервенций. Мы, к сожалению, опять идем собственным путем, пренебрегая международным опытом.

В заключение нужно сказать следующее.

Режим "промышленной сборки" можно рассматривать как промежуточный этап, необходимый для решения тактических задач. Но с точки зрения стратегии обязательно нужен второй этап — возвращение к понятию "национальная автомобильная промышленность"; национальной — с точки зрения занятости нации и регулирования денежных потоков от работы отрасли — в страну, а не из страны. Иначе — гибель отрасли со всеми вытекающими отсюда последствиями для национальной безопасности страны. Так что на вопрос "Кто и для кого будет производить эти автомобили?", нужно находить ответ. В том числе анализируя итоги и перспективы "промышленной сборки" на отдельно взятых предприятиях и в стране в целом.

-факты

В последние годы наряду с крупными автомобилестроительными выставками общероссийского масштаба получили развитие и региональные выставки автомобильной техники и аксессуаров. Причем от автомобильной тематики они все чаще уходят в околоавтомобильную.

Так, в ставропольском выставочном центре "Прогресс" прошла восьмая специализированная выставка "Автомир—2007". Помимо самих транспортных средств, на ней были представлены услуги для потребителей автомобильной техники — ремонт, техническое обслуживание и диагностика, страхование. Однако главным в экспозиции, в отличие от предыдущих выставок, стали товары и услуги несколько иного рода, а именно "тюнинг" и "автозвук", бурно развивающиеся во всех регионах России, чего, к сожалению, нельзя сказать об автомобильном производстве.

В "Автомире—2007" приняли участие 56 фирм-экспонентов из Москвы, Санкт-Петербурга, Пскова, Тольятти, Нижнего Новгорода, Иркутска, Волгограда, Ростова-на-Дону и Ростовской области, Краснодара и Краснодарского края, Ставрополя и Ставрополья. Большинство из них занимаются изготовлением аксессуаров либо предлагают услуги тюнинга. Посетили выставку ~8600 человек, в числе которых 41 % — специалисты.

Все это говорит об огромном интересе потребителей к переоборудованию и дооборудованию автомобилей, который объясняется достаточно просто. Потребители, особенно в российских регионах, потеряли надежду на приобретение новых современных автомобилей по разумной цене и уже в массовом порядке пытаются "сделать" их себе сами из доступных пока подержанных зарубежных и недорогих отечественных моделей.

Спрос, подогретый к тому же кинематографом, рождает предложение, и в настоящее время сформировалась уже целая индустрия "настройки" автомобиля под вкусы и потребности потребителя. Ее представители на таких выставках, как "Автомир—2007", обмениваются опытом, участвуют в семинарах, мастер-классах и, разумеется, рекламируют свои услуги. Так, современный клуб "Артлайн" во время выставки продемонстрировал весь процесс тюнинга автомобиля ВАЗ-2109 1992 г. выпуска, представленный как «Шоу "Королева автотрассы"». Действо вызвало большой интерес посетителей, и нетрудно догадаться, что число желающих внести изменения в конструкцию своего автомобиля только возрастет.

Примечательно, что выставка проходила при поддержке ГУВД Ставропольского края и администрации Ставрополя.

Результаты 21-го традиционного автокросса на приз академика Е.А. Чудакова

Командный зачет

Место	Команда	Состав	Класс
1	СТК "Импульс"	А. Борисенков В. Дыко А. Матвеев	Д1А Д1А Д2 "Юниор"
2	"Берг-Моторспорт"	Р. Пушкарь А. Пушкарь	Д1А Д1
3	ФГУП "НИЦИАМТ"	И. Смирнов А. Карасевич	Д1А Д1

Личный зачет

Место	Спортсмен	Клуб, город
Дивизион 1 — Чемпионат европейской зоны РФ		
1	О. Жарков	Москва
2	А. Пушкарь	"Берг-Моторспорт", Иркутск
3	О. Аксенов	СТК "Олакс", Смоленск
Дивизион 1А — Чемпионат европейской зоны РФ		
1	О. Аксенов	СТК "Олакс", Смоленск
2	А. Борисенков	СТК "Импульс", Смоленск
3	В. Кузьмин	Воронеж
Дивизион 2 "Юниор" — Первенство России		
1	А. Филатов	Москва
2	К. Кириллов	"Спорт-Авто", Москва
3	А. Матвеев	СТК "Импульс", Смоленск

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.43

О ДВС для комбинированной энергетической установки

Кандидаты техн. наук Л.И. ВАХОШИН и В.В. КАРНИЦКИЙ, И.М. МИНКИН, А.С. РАЗУМНОВ

НАМИ

Комбинированная энергетическая установка имеет два источника энергии — ДВС с генератором и накопитель энергии (аккумуляторы, суперконденсаторы или их комбинация), а также электропривод (электродвигатель).

Если КЭУ выполнена по параллельной схеме и применяется как энергоустановка для какого-либо серийного автомобиля, то, как правило, ее суммарная (ДВС + электропривод) мощность выбирается равной мощности серийного ДВС, установленного на этом автомобиле заводом-изготовителем. Например, мощность бензинового ЗМЗ-4062.10, которым оборудован серийный ГАЗ-2705 "ГАЗель", составляет 106 кВт (144 л. с.). Значит, мощность $N_{общ}$ должна быть равна сумме $N_{ДВС} + N_{эл}$.

И так, в общем-то, поступают все автомобилестроительные фирмы.

Причем, как показывает зарубежная практика, соотношения между $N_{ДВС}$ и $N_{эл}$ бывают совершенно разные (см. "АП", 2002, № 7). В связи с этим возникает вопрос: какое (какие) из соотношений можно считать оптимальными?

Чтобы ответить на него, специалисты НАМИ опять-таки обратились к опыту. А он показывает, что КЭУ наиболее эффективны на автомобилях, эксплуатирующихся в городских и пригородных условиях. То есть там, где неизбежны резко переменные режимы движения — частые разгоны, торможения, остановки на светофорах и т. д. Именно здесь достигается наибольший эффект как с точки зрения расхода топлива и токсичности отработавших газов, так и рекуперации энергии торможения и движения под уклон.

Последнее наводит на мысль, что в случае замены ДВС на КЭУ параллельной схемы можно применить

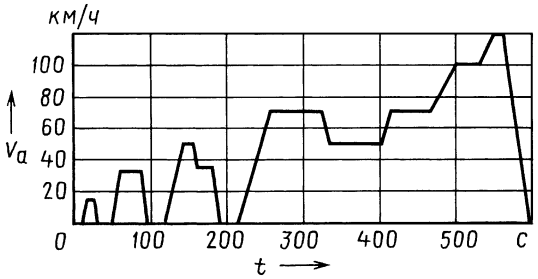


Рис. 1. Схема городского цикла

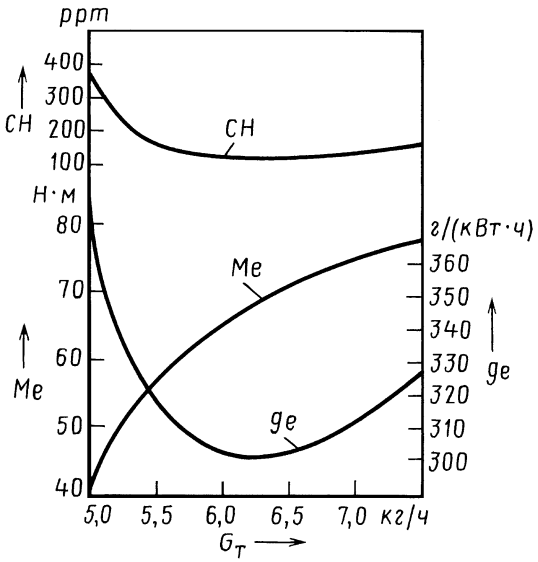


Рис. 2. Регулировочная характеристика по составу смеси при движении автомобиля на III передаче со скоростью 50 км/ч ($\Delta\varepsilon$ = 32,8 кПа, n = 2840 мин$^{-1}$)

двигатель меньшего рабочего объема, что улучшит топливную экономичность автомобиля и снизит токсичность отработавших газов его силовой установки.

И в этом мало кто сомневается. И не без оснований.

Как видно из рис. 1, на котором графически изображен городской ездовой цикл автомобилей полной массой до 3500 кг, соответствующий Правилам № 83 ЕЭК ООН или, что одно и тоже, ГОСТ 20306—85, при относительно небольших (15—50 км/ч) постоянных скоростях движения автомобиля на I—III передачах используются малоэффективные нагрузочные режимы работы двигателя. В связи с чем здесь замена "большого" двигателя на "меньший", позволяющий загрузить последний и перевести на режимы работы по этому же циклу с меньшими расходами топлива, явно целесообразна. И поскольку такие условия при эксплуатации автомобиля в городе занимают значительную ее часть, родилось то убеждение, о котором сказано выше.

Чтобы проверить, правильно ли оно, специалисты НАМИ, которым было поручено разработать КЭУ для самого популярного в городах грузового автомобиля ГАЗ-2705 "Газель", провели специальные экспериментальные исследования.

Суть их была довольно простой: при движении автомобиля по городскому ездовому циклу с постоянной (последовательно 15, 32, 35 и 50 км/ч) скоростью определяют нагрузочные режимы работы "родного" бензинового двигателя (измерялось разрежение Δp за дроссельной заслонкой и частота n вращения коленчатого вала). Затем эти режимы воспроизводят при работе двигателя на тормозном стенде и строят регулировочные характеристики двигателя по составу смеси.

Одна из характеристик, соответствующая движению автомобиля со скоростью 50 км/ч на III передаче при Δp = 38,2 кПа и n = 2840 мин$^{-1}$, в качестве примера приведена на рис. 2, а полные результаты испытаний на всех выбранных постоянных скоростях движения по ездовому циклу — в табл. 1. Еще более информативен, на наш взгляд, рис. 3, из которого видно, что рассмотренные нагрузочные режимы двигателя ЗМЗ-4062.10 весьма далеки от зоны характеристики с минимальными удельными расходами топлива: они располагаются (табл. 2) в зоне с удельными расходами топлива от 679 г/(кВт · ч), или 500 г/(л. с. · ч), при движении автомобиля со скоростью 15 км/ч на I передаче до 312 г/(кВт · ч), или 230 г/(л. с. · ч), при движении со скоростью 50 км/ч на III передаче. Из чего следует: для использования более экономичных режимов работы при выполнении ездового цикла двигатель необходимо "дозагрузить", а именно, заменить серийный двигатель двигателем меньшего рабочего объема, т. е. общепринятая точка зрения подтверждается.

Таблица 1

Режимы движения автомобиля	Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	Разрежение за дроссельной заслонкой, кПа (кгс/см^2)	Эффективное давление, МПа (кгс/см^2)
v_a = 15 км/ч; I передача	2600	39,5 (0,0395)	0,1 (1,0)
v_a = 32 км/ч; II передача	3100	45,3 (0,0453)	0,3 (3,0)
v_a = 35 км/ч; III передача	2000	50,0 (0,0500)	0,23 (2,3)
v_a = 50 км/ч; III передача	2800	38,2 (0,0382)	0,37 (3,7)

Таблица 2

Параметры двигателя и режимы движения автомобиля	Двигатель ЗМЗ-4062.10	Двигатель ВАЗ-2112
Рабочий объем, л	2,3	1,5
S/D, мм	86/92	71/82
Степень сжатия	9,3	10,5
Максимальная мощность, кВт/при частоте вращения коленчатоговала, мин$^{-1}$	106/5200	50/5600
Максимальный крутящий момент, Н · м/при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	201/4200	128/3800
Удельные расходы топлива, г/(кВт · ч), на режимах:		
v_a = 15 км/ч; I передача	679	543
v_a = 32 км/ч; II передача	312	319
v_a = 35 км/ч; III передача	353	340
v_a = 50 км/ч; III передача	285	299

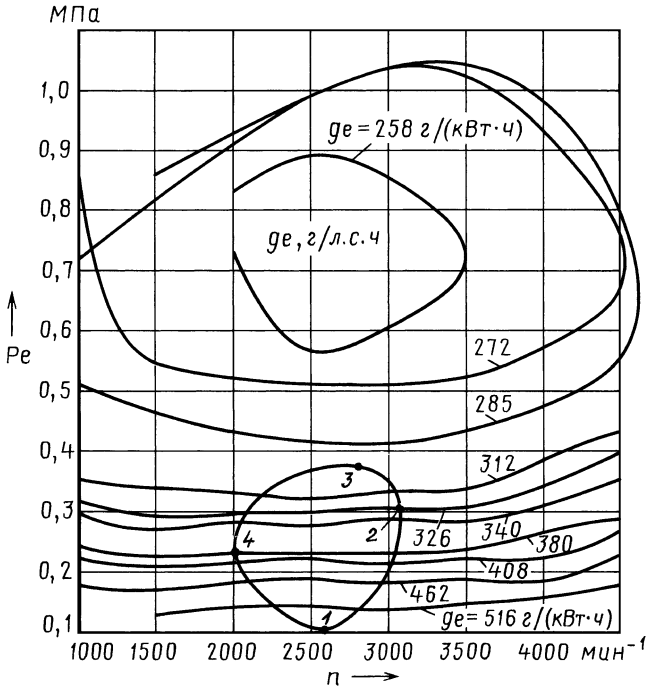


Рис. 3. Многопараметровая характеристика двигателя ЗМЗ-4062.10 при движении автомобиля со скоростями:
1 — 15 км/ч (I передача); *2* — 32 км/ч (II — передача); *3* — 35 км/ч (III передача); *4* — 50 км/ч (III передача)

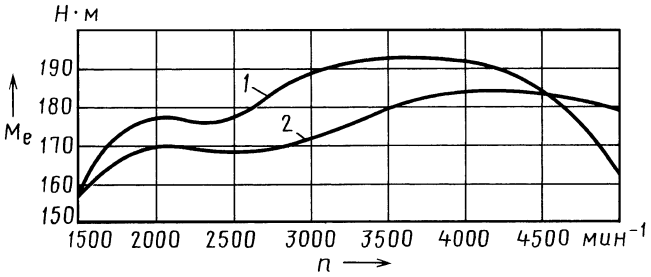


Рис. 4. Зависимость крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя:
1 — впускная система с увеличенной на 200 мм длиной впускных каналов; *2* — серийная впускная система

При экспериментах же на роликовом стенде данные табл. 1 нанесли на многопараметровую характеристику двигателя меньшего двигателя, в качестве которого был выбран ВАЗ-2112. Что из этого получилось, показывает табл. 2. А получилось то, что удельные расходы топлива у двигателя ЗМЗ-4062.10, соответствующие нагрузкам при движении автомобиля ГАЗ-2705 на постоянных скоростях по городскому ездовому циклу, и у двигателя ВАЗ-2112 примерно одни и те же. Заметное (на ~20 %) снижение расхода топлива имеет место только на $v_а$ = 15 км/ч на I передаче в коробке передач, т. е. при очень малых нагрузках (p_e = 0,1 МПа, или 1 кгс/см^2) и малом времени движения.

Другими словами, утвердившаяся точка зрения, будто при переходе с ДВС на КЭУ топливная экономичность автомобиля улучшится, в данном конкретном случае подтверждения не нашла. Причина очевидна: двигатель разрабатывали для легкового автомобиля ГАЗ-3102 "Волга", поэтому он имеет относительно высокий уровень форсирования по частоте вращения коленчатого вала. Достаточно сказать, что скоростной режим работы, соответствующий максимальному крутящему моменту и минимальному удельному расходу топлива, лежит в пределах 4200—4500 мин$^{-1}$. Примерно такая же картина и с двигателем ВАЗ-2112. Так что здесь, очевидно, нужны другие решения.

Их, в принципе, может быть как минимум два. Первое: выполнить КЭУ по последовательной схеме, при которой ДВС всегда работает на частоте вращения коленчатого вала, соответствующей $M_e = M_{e\max}$ и $g_e = g_{e\min}$. Второй: модернизировать серийный двигатель так, чтобы $M_{e\max}$ и $g_{e\min}$ сместились в сторону низких и средних частот вращения коленчатого вала.

Первый вариант по очевидным причинам (шумность выхлопа, быстрое расходование ресурса ДВС и т. д.) вряд ли найдет применение. Что же касается второго, то он заслуживает внимания. Поэтому в НАМИ проверили несколько простейших его вариантов. В частности, меняли длину индивидуальных каналов впускной системы; устанавливали в одном из двух впускных каналов заслонки; полностью закрывали один из выпускных клапанов. В итоге оказалось, что наибольшее влияние на величину крутящего момента и его зависимость от частоты вращения коленчатого вала оказывает длина индивидуальных каналов впускной системы (рис. 4).

Так, из рисунка видно, что увеличение длины впускных каналов двигателя ЗМЗ-4062.10 ведет к росту крутящего момента и его смещению влево — в диапазон частот 1500—4400 мин$^{-1}$. Максимальная величина крутящего момента возрастает на 5 % и соответствует n = 3000÷4000 мин$^{-1}$ для серийного двигателя. Но при бóльших n крутящий момент снижается. Например, при n = 4000÷500 мин$^{-1}$ — на 7—8 %.

Такие изменения крутящего момента с удлиненными впускными каналами целесообразны в двигателях, устанавливаемых на грузопассажирских автомобилях ГАЗ-2705 "ГАЗель" и ГАЗ-2217 "Соболь". Да и вообще при применении их в составе КЭУ. Потому что при движении, скажем, этих автомобилей в городских и пригородных условиях, во-первых, практически не используются режимы работы двигателя, близкие к максимальной мощности; во-вторых, улучшение тяговых качеств автомобиля при работе двигателя на малых и средних частотах вращения коленчатого вала позволяет сократить число переключений передач, увеличить время движения на высших передачах и тем самым снизить расходы топлива.

Таким образом, эксперименты, проведенные в НАМИ, показали следующее.

1. Добиться улучшения топливной экономичности автомобиля с КЭУ в условиях городского движения путем замены "большого" ДВС на "малый" можно далеко не всегда. Все зависит от частоты вращения коленчатого вала, соответствующей $g_e = g_{e\min}$.

2. Получить наилучшую топливную экономичность автомобиля с КЭУ на "большом" серийном двигателе нельзя.

Для решения проблемы серийных моделей следует создавать их модификации, имеющие наилучшие показатели на малых и средних нагрузках.

УДК 725.191.5:621.43

Пожаробезопасность конструкций автомобильных газовых топливных систем

В.А. ЩЕРБИНИН

НПФ "САГА"

Нефтяной и природные газы, по мнению специалистов, — одни из важнейших альтернативных моторных топлив, которые уже в ближайшее время должны заменить бензин и дизельное топливо, поскольку могут решить проблемы, возникшие в связи с массовой автомобилизацией. И прежде всего — проблемы снижения запасов нефти на Земле и все возрастающего загрязнения среды обитания человека отработавшими газами. Поэтому вопросами замены топлив нефтяного происхождения на газовые (сжатый или сжиженный природные газы и пропан-бутан) давно уже занимаются не только ученые и практики-энтузиасты, но и правительства практически всех стран. Однако сказать, что в этой работе достигнуты большие успехи, пока нельзя. И причин тому много. В том числе такие, как усложнение конструкции; увеличение массы и удорожание АТС; снижение максимальной мощности двигателя; недостаточное число заправочных станций. Но главное, все убеждены, что газовое топливо более пожароопасно, чем жидкие топлива.

Так ли это на самом деле?

Думается, нет. Все дело в том, что конструкции жидкостных автомобильных топливных систем доводились в течение более 100 лет, поэтому к настоящему времени достигли высокого уровня пожаробезопасности, а конструкции газовых систем еще не "устоялись", поэтому у них много "детских" болезней, главная из которых — негерметичность соединений в топливных агрегатах и магистралях. На них, как показывает анализ, выполненный специалистами ФГУ "ВНИИПО МЧС" по 212 пожарам, произошедшим на российских газобаллонных АТС в 2000—2004 гг., приходится более 70 %.

Разработчики газовых систем топливопитания, безусловно, учитывают данное обстоятельство и принимают меры по предупреждению утечек такого топлива. В том числе и разработчики отечественных систем.

Например, системы "САГА-6" и "САГА-7", созданные научно-производственной фирмой "САГА", ОАО "Пермское агрегатное объединение", "ПАО Инкар" и НАМИ и серийно выпускаемые "Инкар", имеющем многолетний опыт производства различных топливных систем для авиационных двигателей, отличаются не только высочайшей надежностью, но и рядом других положительных свойств. В частности, система "САГА-7" (рис. 1 и 2) имеет в своем составе как традиционные для таких систем узлы (газовые баллоны, баллонный вентиль, заправочное устройство, газовый редуктор, электромагнитный запорный клапан и электронный блок управления), так и сигнализатор утечки газа (рис. 3), и заправочное устройство (рис. 4) с механизмом, блокирующим пуск двигателя при неотключенном заправочном шланге, т. е. устройства, резко повышающие пожаробезопасность автомобиля. Кроме того, проблема безопасности решена и с помощью других конструктивных решений.

Так, элементы топливной системы "САГА-7", работающие под давлением 20—30 МПа (200—300 кгс/см^2), скомпонованы в крупные агрегаты, уплотнения которых исключают выход газа в отсек двигателя и салон автомобиля: возможные утечки отводятся непосредственно в атмосферу, т. е. за пределы автомобиля, водитель же оповещается о возникшей утечке звуковым сигналом, а о ее месте — загоранием светодиодов красного цвета.

Такой автоматический контроль при работающем двигателе осуществляется постоянно, но в перспективе он будет проводиться и при выключенном ДВС: сейчас

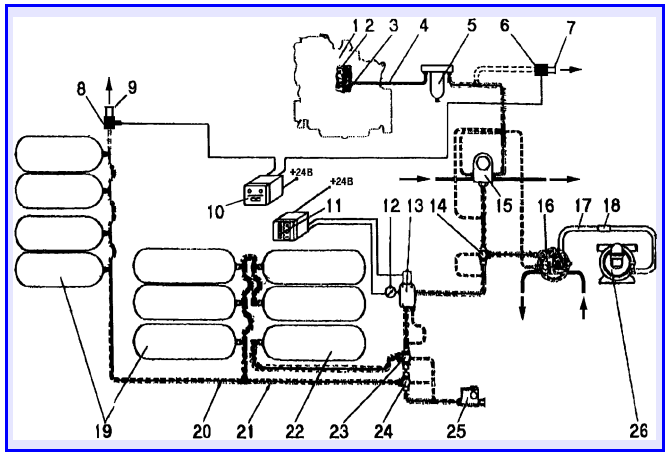


Рис. 1. Автомобильная газовая топливная система "САГА-7" (ЛиАЗ):

1 — двигатель; *2* — смеситель; *3* — редуктор; *4* — шланг; *5* — фильтр; *6* — датчик утечки газа "К"; *7* и *8* — выпускные штуцеры дренажной системы; *9* — датчик утечки газа "Б"; *10* — сигнализатор утечки газа; *11* — индикатор давления; *12* — манометр; *13* — электромагнитный клапан; *14* — магистральный вентиль (к жидкостному подогревателю); *15* — газовый редуктор высокого давления; *16* — газовый редуктор жидкостного подогревателя; *17* — шланг подвода газа к подогревателю; *18* — электромагнитный клапан (с задержкой); *19* — баллоны; *20* — трубки основной газовой системы; *21* — гофрированные шланги дренажной системы; *22* — маневровый баллон; *23* — магистральный вентиль; *24* — магистральный вентиль основной газовой системы; *25* — заправочное устройство; *26* — жидкостной подогреватель

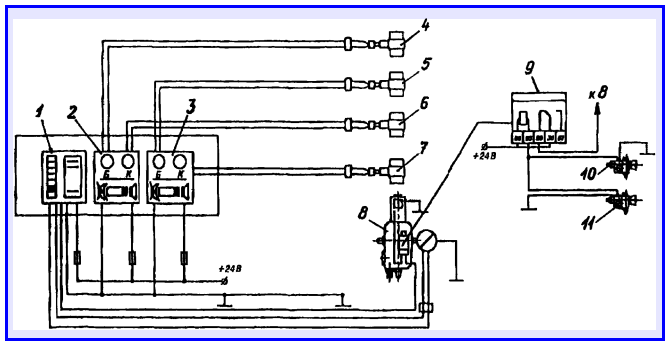


Рис. 2. Электрическая схема аварийной сигнализации и блокировки подачи газа:

1 — индикатор (указатель) давления с переключателем; *2* и *3* — сигнализаторы утечки газа; *4* — датчик утечки газа первого баллона; *5* — датчик утечки газа восьмого баллона; *6* — датчик утечки газа отсека двигателя; *7* — датчик утечки газа отсека отопителя; *8* — электромагнитный клапан высокого давления; *9* — реле блокировки пуска двигателя; *10* и *11* — датчики блокировки пуска двигателя

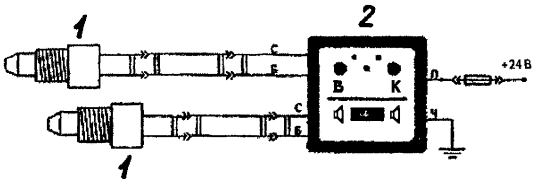


Рис. 3. Сигнализатор СУГ-3 утечки газов:
1 — датчики; *2* — электронный блок

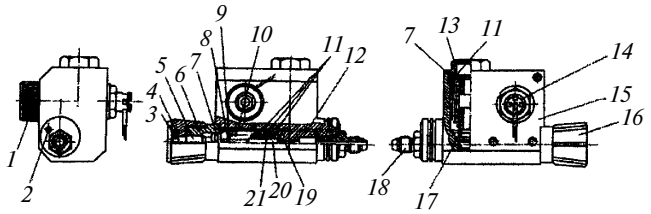


Рис. 4. Заправочное устройство с механизмом, блокирующим пуск двигателя при неотключенном заправочном шланге:
1 — заглушка; *2* — дренажное отверстие; *3* — гайка; *4* и *6* — резьбовые втулки; *5* — шток вентиля; *7* — уплотнения дренажа; *8* — стопорное кольцо; *9* — шайба; *10* — пружина; *11* — основные уплотнения; *12* — дренажный канал; *13* — крышка фильтра; *14* — датчик наличия заглушки; *15* — корпус; *16* — рукоятка вентиля; *17* — пружина; *18* — штуцер отвода газа; *19* — седло клапана; *20* — клапан; *21* — втулка

отрабатывается вариант передачи информации об утечках на стоянке. (В автопарке сигнал будет передаваться по радиолинии на пульт дежурного диспетчера.)

При наличии автоматической системы контроля за возможными утечками газа в арматуре, узлах и разъемных соединениях, очевидно, упрощается техническое обслуживание автомобилей, работающих на газовом топливе, снижаются требования к помещениям автопарков. В частности, отпадает необходимость в традиционных (методом мыльного раствора) периодических проверках соединений аппаратуры и трубопроводов.

Той же цели служат и латунные уплотнительные кольца, которые, не в пример резиновым, обеспечивают герметичность соединений на весь эксплуатационный период.

В числе мер, примененных для повышения герметичности соединений в системах "САГА-6" и "САГА-7", следует назвать: исключение попадания газа в систему охлаждения двигателя и моторный отсек при повреждении диафрагмы редуктора; применение бесшовных трубопроводов, выполненных из стали 12х18Н10Т, что исключает их коррозионное разрушение; использование штуцеров с углом конусности 74°, обеспечивающих многократное соединение и разъединение частей магистралей; внедрение уже упоминавшегося устройства блокирования пуска двигателя, если шланг АГНКС не отключен от заправочного устройства автомобиля; установка фильтров в заправочное устройство автомобиля и электромагнитный клапан высокого давления, которые очищают газ при заполнении баллонов и его подаче от баллонов в двигатель.

Об эффективности систем "САГА" свидетельствуют такие факты.

1. После проведения лабораторно-дорожных и эксплуатационных испытаний 150 грузовых автомобилей ГАЗ-3302, оборудованных АГТС "САГА-7", ЗАО "Мосавтопрогресс" в свои предложения по повышению пожаробезопасности газобаллонных автомобилей, работающих на сжатом природном газе, записало: "Использовать устройства, обеспечивающие отвод газа от места его протечки непосредственно в атмосферу (за кабину автомобиля) и информирующие водителя о факте и месте протечки газа, аналогичные устройству НПФ "САГА".

2. Работой новой системы уже заинтересовались многие автозаводы (ВАЗ, ГАЗ, КамАЗ, ЛиАЗ, ПАЗ), НИИ (ВНИИГАЗ, НАТИ, НПО "Гелиймаш", ГУП "НИИ двигателей", РКК "Энергия имени С.П. Королева") и вузы (МАДИ, МГТУ имени Н. Э. Баумана и др.), а также предприятия, занимающиеся переводом ДВС на альтернативное топливо.

Например, ВАЗ создает модификацию автомобиля ВАЗ-21102, работающего на бензине и сжатом природном газе, а в перспективе — на водороде; КамАЗ обратил внимание на комплект АГТС "САГА-7", предназначенный для установки на автобус НефАЗ и грузовые автомобили с газовым двигателем КамАЗ 820.52-260; московское НПО "Гелиймаш" выполняет совместные с НПФ "САГА" работы по применению сжиженного природного газа (метана) на любых автотранспортных средствах; в ГУП "НИИ двигателей" завершена разработка варианта ЗИЛ-5301 "Бычок", использующего в качестве моторного топлива диметиловый эфир и дизельное топливо; в МГТУ имени Н.Э. Баумана — проведены испытания автомобиля ЗИЛ-47303А с системой питания бинарным ("дизельное топливо + диметиловый эфир") топливом; в ЗАО "МНК-Газозаправка" ("Московская нефтяная компания") в стадии окончательного решения находятся вопросы применения АГТС "САГА-7" с рабочим давлением метана, равным 32 МПа (320 кгс/см^2), на легковых автомобилях.

Тем не менее, совершенствование систем "САГА-6" и "САГА-7" продолжается. Например, уже создан двухступенчатый редуктор высокого давления, обеспечивающий на выходе стабильное давление в пределах 0,2—0,3 МПа (2—3 кгс/см^2); на подходе системы, работающие не только на пропан-бутане, сжатом и сжиженном метане, но и на диметиловом эфире, и водороде (рабочее давление от 0,002 до 32 МПа, или от 0,02 до 320 кгс/см^2).

ВНИМАНИЕ!

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

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

УДК 621.833

Механическая бесступенчатая передача импульсного типа

Д-р техн. наук А.А. БЛАГОНРАВОВ,
канд. техн. наук Е.Н. РЕВНЯКОВ

Курганский ГУ

Известны два принципиально отличающихся типа механических бесступенчатых передач — непрерывные, у которых на стационарных режимах работы скорости вращения всех звеньев постоянны, и импульсные, скорости отдельных внутренних звеньев которых меняются по времени. У каждого из них, естественно, есть свои достоинства и недостатки. Например, в непрерывной передаче (фрикционных вариаторах) крутящий момент передается силами трения, возникающими в контакте прижатых друг к другу тел вращения, а передаточное отношение меняется путем перемещения точки контакта вдоль образующих, что меняет отношения расстояний этой точки от соответствующих осей вращения. Но так как пятно контакта не может быть сведено к одной геометрической точке, то при любом передаточном отношении кинематического скольжения нет только в одной точке пятна, а во всех остальных оно неизбежно. Причем в точках, расположенных на образующей по разные стороны от точки, где скольжение равно нулю, скольжение направлено в противоположные стороны. Но так как при работе гладких стальных поверхностей в масле расчетный коэффициент трения не превышает 0,04—0,05, то нормальные силы, необходимые для работы передач, в 20—25 раз превосходят силы трения, передающие крутящий момент. Все это создает серьезные трудности в обеспечении надежности передачи. Тем не менее некоторые известные зарубежные фирмы ("Ауди", "Ниссан" и др.) активно работают именно по таким передачам.

В импульсной передаче вращение ведущего вала (коленчатого вала двигателя) преобразуется в угловые колебания промежуточных ее звеньев. Причем амплитуда этих колебаний изменяется или принудительно, или автоматически при изменении нагрузки на ведомом валу. Затем угловые колебания с помощью механических выпрямителей, функцию которых могут выполнять механизмы свободного хода, преобразуются во вращение ведомого вала, частота которого получается тем больше, чем больше амплитуда колебаний.

Такие передачи появились на автомобилях давно, с 1900-х годов, но широкого распространения не получили до сих пор. Этому до недавнего времени препятствовала нерешенность двух проблем — создания надежного выпрямителя, работающего при высокой частоте включений, и снижения до приемлемого уровня динамических нагрузок на их детали. Однако данные проблемы уже нашли решение (см. монографию одного из авторов данной статьи, А.А. Благонравова, "Механические бесступенчатые передачи"), что делает такие передачи более перспективными, чем непрерывные.

В частности, в монографии доказано, что изменение передаточного отношения импульсной бесступенчатой передачи может быть получено не только за счет изменения амплитуды колебаний ведущих частей выпрямителей, как в ранее предлагавшихся схемах, но и за счет изменения углов $\varphi_т$ закрутки торсионных валов, соединяющих ведомые части выпрямителей с ведомым валом.

При таком техническом решении (пат. № 2211971, РФ) нагрузки на деталях передачи ограничиваются только моментами закрутки торсионных валов.

Действительно, при вращающемся ведущем вале ($\omega_1 \neq 0$) и остановленном ведомом вале ($\omega_2 = 0$) угол $\varphi_т$ закрутки торсионных валов будет максимальным и равным $2\varphi_0$, где φ — амплитуда угловых колебаний ведущих частей выпрямителей. При наличии торсионов передаточное отношение передачи определяется формулой № 1 (см. таблицу).

Входящее в нее внутреннее передаточное отношение $i_т$ зависит от угла $\varphi_т$ закрутки торсионных валов: при $\varphi_т = 0$ оно равно единице, а при увеличении $\varphi_т$ уменьшается и при $\varphi_т = 2\varphi_0$ становится равным нулю.

При гармонических колебаниях ведущих частей выпрямителей $\varphi_т$ и $i_т$ связаны формулой № 2, среднее за цикл значение угла закрутки торсионных валов, характеризующее передаваемый на ведомый вал крутящий момент M_2, вычисляется по формуле № 3, а максимальный угол закрутки торсиона в цикле имеет место при текущем времени t_2 и рассчитывается с помощью формулы № 4.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \varphi_0 i_р i_т$	ω_1, ω_2 — угловые скорости ведущего и ведомого валов соответственно; $i_р$ — передаточное отношение редуктора, соединяющего торсионные валы с ведомым валом; $i_т$ — внутреннее передаточное отношение передачи
2	$\varphi_т = \varphi_0[\sqrt{1 - i_т^2} - \cos\omega t - i_т(\omega t - \arcsin i_т)]$	ω — частота гармонических колебаний; t — текущее время цикла, полный период которого $T = 2\pi/\omega$
3	$\varphi_{т_{ср}} = \frac{\varphi_0}{2\pi}\left\{\omega t_3 - \arcsin i_т)\sqrt{1 - i_т^2} - \sin\omega t_3 + i_т\left[1 - \frac{1}{2}(\omega t_3 - \arcsin i_т)^2\right]\right\}$	t_3 — время выключения выпрямителя в цикле, определяемое по условию $\sqrt{1 - i_т^2} - \cos\omega t_3 - i_т\omega(t_3 - t_1) = 0$; $t_1 = \arcsin i_т/\omega$ — время включения выпрямителя
4	$\varphi_{т_{max}}(i_т) = \varphi_0[2\sqrt{1 - i_т^2} - i_т(\pi - 2\arcsin i_т)]$	—

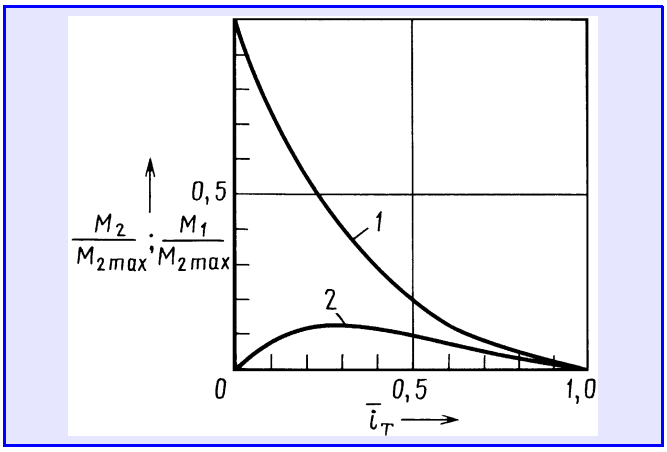


Рис. 1. Безразмерная характеристика импульсной механической передачи при φ_0 = const:
1 — $M_2 = f(i_т)$; *2* — $M_1 = f(i_т)$

Используя формулы № 3 и 4, можно вычислить зависимость $M_2(i_т)$. Ее пример, построенный в относительных координатах при $pc\varphi_0 = 1$ и $i_р = 1$ (p — число выпрямителей и торсионных валов, работающих со сдвигом по фазе; c — угловая жесткость торсионного вала), приведен на рис. 1 (кривая *1*). Там же представлена (кривая *2*) и зависимость $M_1(i_т)$, определяющая нагрузку ведущего вала (двигателя). (При отсутствии внутренних потерь $M_1(i_т) = i_т M_2(i_т)$, но на самом деле такие потери есть, они не превышают $0{,}025M_{1max}$.)

Как видим, преобразующие свойства передачи с φ_0 = const достаточно высоки. Что позволяет создавать бесступенчатые передачи с преобразователем вращения в колебания постоянной амплитуды, значительно упрощая конструкцию и повышая надежность передачи. Применительно к легковым автомобилям, микроавтобусам и автомобилям малой грузоподъемности типа ГАЗ-273302 "ГАЗель" такая передача может иметь один бесступенчатый диапазон, режим прямой передачи и задний ход.

Кинематическая схема этой передачи показана на рис. 2. В нее входят механическая бесступенчатая передача (ведущий *1* и ведомый *12* валы); установленный на ведущем валу кривошип *2* с противовесом и кривошипной головкой *3*; шатуны *4*, шарнирно сочлененные с коромыслами *5*, которые закреплены на ведущих элементах выпрямителей *6*; торсионные валы *8*, соединенные с ведомыми элементами *7* выпрямителей и шестернями *9*, находящимися в зацеплении с центральным зубчатым колесом *10*, которое закреплено на водиле *11* двухрядного планетарного механизма, имеющего парные сателлиты *13* правого и левого рядов, солнечную шестерню *14* левого ряда и эпициклические шестерни *15* и *16* правого и левого рядов, снабженные тормозами T_2 и T_1 соответственно. Солнечная шестерня *14* закреплена на ведомом валу *12*, который с помощью фрикциона Ф соединен с ведущим валом *1*. На автомобилях с поперечным расположением двигателя на ведомом валу может быть установлена, кроме того, шестерня *17*, находящаяся в зацеплении с промежуточной шестерней *18*.

Передача работает следующим образом.

Для обеспечения бесступенчатого диапазона переднего хода включается тормоз T_1. При этом двухрядный планетарный механизм работает как простой планетарный ряд (левый) с остановленной эпициклической шестерней. Вращение ведущего вала *1* вызывает угловые колебания коромысел *5* и ведущих частей выпрямителей *6* с постоянной амплитудой φ_0. При гармонических колебаниях, если за начало цикла принимать начало движения коромысла из крайнего положения в сторону рабочего хода, то его угловая скорость $\omega_к = \omega\varphi_0 \sin\omega t$. Выпрямитель обеспечивает кинематическое условие, по которому угловая скорость его ведомых частей не может быть меньше, чем ведущих. То есть $\omega_{т1} \geqslant \omega_к$, где $\omega_{т1}$ — угловая скорость левой головки торсионного вала *8*, жестко соединенной с ведомыми частями выпрямителя *7*; $\omega_к$ — угловая скорость коромысла.

Если момент сопротивления на ведомом валу *12* отсутствует, то торсионные валы *8*, связанные с ведомым валом кинематически, не нагружены крутящим моментом. Их углы закрутки за цикл неизменно равны нулю. Следовательно, правая головка торсионного вала имеет ту же угловую скорость, что и левая. Тогда минимальное значение угловой скорости шестерни *9*, вращающейся, как и ведомый вал, равномерно по инерции, не может быть меньше максимальной угловой скорости коромысла. То есть $\omega_9 \geqslant \omega_{kmax} = \omega\varphi_0$. Если не рассматривать режим выбега, когда выпрямители вообще не включаются, то можно считать, что $\omega_{9max} = \omega\varphi_0$, а выпрямитель кинематически (без нагрузки) включается на бесконечно малый промежуток времени, когда $\sin\omega t = 1$. Если же под действием момента сопротивления на ведомом валу угловая скорость шестерни *9*, связанной с ведомым валом постоянным передаточным отношением $i_р$, становится

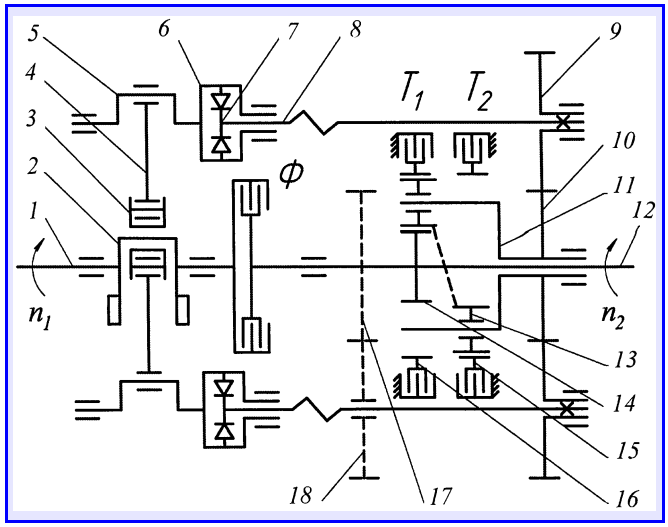


Рис. 2. Кинематическая схема импульсной механической бесступенчатой передачи:
1 — ведущий вал; *2* — кривошип; *3* — головка кривошипа; *4* — шатун; *5* — коромысло; *6* — ведущий элемент выпрямителя; *7* — ведомый элемент выпрямителя; *8* — торсионный вал; *9* — шестерня; *10* — центральное зубчатое колесо; *11* — водило; *12* — ведомый вал; *13* — саттелит; *14* — солнечная шестерня; *15* и *16* — эпициклические шестерни; *17* — дополнительная шестерня; *18* — промежуточная шестерня

меньше $\omega\varphi_0$, то угол $\varphi_т$ закрутки торсионного вала изменяется в течение цикла. Из-за большой инерции ведомых частей, соединенных с ведомым валом, можно считать ω_9 для одного цикла величиной постоянной, а отношение $\omega_9/\omega\varphi_0 = i_т$ — внутренним передаточным отношением.

Выпрямитель включается, когда угловая скорость его ведущих частей сравняется с угловой скоростью частей ведомых, которая при отсутствии угла $\varphi_т$ закрутки равна угловой скорости ω_9. То есть $\omega\varphi_0\sin\omega t_1 = \omega_9$, откуда $\sin\omega t_1 = i_т$. (Здесь ωt_1 — фазовый угол включения выпрямителя в цикле.) Чем меньше $i_т$, тем раньше включается выпрямитель и позже выключается; больше максимальный и средний углы $\varphi_т$ закрутки торсиона в цикле, а также средний крутящий момент, передаваемый на шестерню *9*.

Крутящие моменты от шестерни *9* передаются на зубчатое колесо *10* со сдвигом по фазе, что обеспечивает не слишком отличающееся от единицы значение коэффициента динамичности момента на водиле *11*, солнечной шестерне *14* и ведомом валу *12*. (Среднее значение момента на этом валу пропорционально среднему углу закрутки торсионов, их угловой жесткости и числу, а также обратно пропорционально передаточному отношению редукторной части $i_р$.)

Для обеспечения бесступенчатого диапазона заднего хода включается тормоз T_2. При этом передача работает точно так же, как и в случае переднего хода. Только передаточное отношение $i_р$ теперь имеет знак "минус" и по абсолютной величине значительно меньше (например, в 2,25 раза).

На режиме прямой передачи включается фрикцион Ф, соединяющий ведущий вал с ведомым. Все остальные механизмы работают в режиме холостого хода.

При гармонических колебаниях внешняя характеристика передачи, т. е. зависимость крутящего момента M_2 на выходном валу от частоты n_2 вращения этого вала, может быть вычислена по приведенным выше формулам. Пример такой характеристики, рассчитанной для работы передачи с двигателем ЗМЗ-4026 (номинальная мощность 73,5 кВт, или 100 л. с., при $n = 4500$ мин$^{-1}$), приведен на рис. 3. При этом кривая *1* представляет собой характеристику на прямой передаче, повторяющая внешнюю скоростную характеристику двигателя, кривая *3* — гипербола, касающаяся внешней скоростной характеристики двигателя при $n_2 = n_{ном} = 4500$ мин$^{-1}$ и соответствующая полному использованию мощности при любом значении n_2 ("идеальная характеристика").

При расчете характеристики бесступенчатого диапазона прямого хода принято значение $\varphi_0 i_р = 1{,}2$. Расчет проводился для случая полного нажатия на педаль подачи топлива. При этом частота n вращения коленчатого вала двигателя изменялась в соответствии с его внешней характеристикой в зависимости от нагрузки, и минимальное ее значение, $n = 4000$ мин$^{-1}$, имело место при $i = n_2/n_1 = 0{,}36$, а максимальное, $n = 5000$ мин$^{-1}$, — при $i > 0{,}65$.

Бесступенчатая характеристика — кривая *2*. При изменении от 1080 до 2880 мин$^{-1}$ она практически точно совпадает с гиперболой постоянной мощности. При

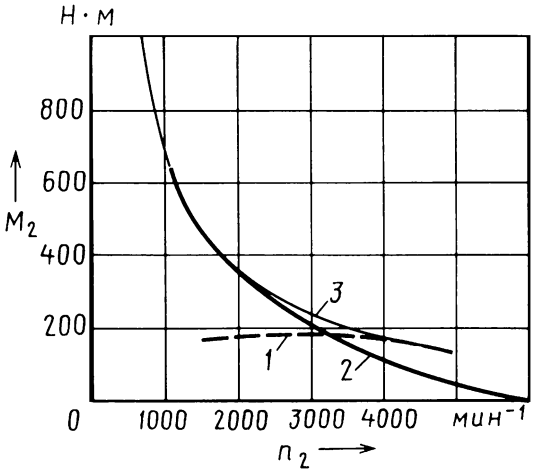


Рис. 3. Внешняя характеристика импульсной механической бесступенчатой передачи

бóльших же значениях n_2 она идет ниже гиперболы, пересекаясь с характеристикой прямой передачи при $n_2 = 3300$ мин$^{-1}$. В точке пересечения недоиспользование мощности составляет 12 %, что несколько меньше, чем у большинства ступенчатых механических коробок передач при переключении с предыдущей передачи на прямую.

Совпадение характеристики с гиперболой постоянной мощности на значительной части скоростного диапазона обеспечивает автомобилю минимально возможное время разгона до скорости 100 км/ч, поскольку разгон осуществляется не только при максимальной мощности, но и при минимальном коэффициенте учета вращающихся масс, в который не входит момент инерции двигателя.

Характеристика ограничена минимальным значением $i = 0{,}24$, расчетным моментом $M_{т1}$ тормоза T_1, который при трогании автомобиля с места выполняет функции сцепления. Причем $M_{т1}$ можно было бы увеличить, и тогда характеристика была бы продолжена в область меньших значений i — вплоть до $i = 0$. Но это вызывает неоправданное увеличение расчетных нагрузок на выпрямители и торсионы. Например, и при $i = 0{,}24$ передаточное число равно 4,166, что больше, чем у автомобиля ГАЗ-273302 "ГАЗель" на первой передаче (4,05), чем у ГАЗ-3110 "Волга" на той же передаче. То есть его можно считать вполне достаточным.

Для плавного трогания автомобиля с места можно обеспечить пропорциональность момента тормоза T_1 ходу педали подачи топлива. Тогда при остановках на светофорах не нужно удерживать автомобиль тормозами, как при ГМП. Разгон с места может осуществляться с любой нужной интенсивностью — вплоть до максимальной.

Характеристики передачи, получаемые при меньшей частоте вращения коленчатого вала двигателя, отличаются от внешней характеристики соответствующим уменьшением абсцисс. Поэтому они здесь не приводятся.

Не приводится и характеристика на режиме заднего хода. Отметим лишь, что при $|n_2| = 1050$ мин$^{-1}$ получается такое же абсолютное значение момента M_2, как

при n_2 = 1080 мин$^{-1}$ на режиме переднего хода. При увеличении $|n_2|$ значение $|M_2|$ быстро уменьшается и обращается в нуль при $|n_2|$ = 2380 мин$^{-1}$. Управление тормозом T_2, выполняющим функции сцепления на заднем ходу, реализуется так же, как и тормозом T_1.

И последнее. Действительные колебания ведущих частей выпрямителей при реальном шарнирно-рычажном преобразователе вращения в колебания, разумеется, отличаются от гармонических. Но при небольшой амплитуде колебаний (например, при φ_0 = 0,3 рад.) отклонения углов поворота от гармонического цикла невелики. Поэтому расчет передаваемых моментов по гармоническому циклу не вносит заметной ошибки. Однако максимальные значения угловых скоростей реальных колебаний несколько больше, чем в гармоническом цикле при том же значении φ_0. И чем меньше угол закрутки торсиона в цикле, тем больше проявляется это отклонение при определении угловой скорости ведомого вала, в связи с чем правая часть внешней характеристики (ее "хвост") может быть немного приподнята.

При φ_0 = 0,3 (а бóльшие значения φ_0 применять нецелесообразно) для получения $\varphi_0 i_p$ = 1,2 нужно иметь i_p = 4. Таким образом, в передаче осуществляется сначала замедление с соответствующим повышением момента, а затем ускорение с уменьшением момента. Внутри передачи момент больше, чем на входе и выходе. Но этот увеличенный момент распределяется на несколько потоков (например, пять), из-за чего нагрузка каждого потока получается не слишком большой.

Работа выполнена при поддержке грантом РФФИ № 05-08-50058-а.

УДК 629.4.077:621.646.93

Повышение надежности уплотнений тормозной системы автомобиля ЗИЛ-4906

Л.С. ШКУРКО

ЗИЛ

Поисково-спасательные плавающие грузовые автомобили ЗИЛ-4906 с колесной формулой 6х6 рассчитаны на работу в широком диапазоне дорожных и климатических условий, в том числе и в труднодоступных районах страны. Поэтому все элементы их конструкции должны быть особенно надежными. Однако опыт многолетней эксплуатации показал, что на них хотя и редко, но все-таки наблюдаются случаи разгерметизации гидравлической системы привода тормозов. В частности, разгерметизации поршней главного тормозного цилиндра и поршня суппорта тормозных механизмов колес, т. е. просачивание жидкости через манжеты первых (рис. 1 и 2) и уплотнительное кольцо второго (рис. 3).

Чтобы исключить данную неисправность, было принято решение провести специальное исследование, в ходе которого выявить, какая из в принципе возможных причин разгерметизации (некондиционность тормозной жидкости, склонность резины манжет менять свои свойства под воздействием этой жидкости, нарушения технологии изготовления манжет или их конструктивное несовершенство) является истиной.

Начали с тормозной жидкости, в качестве которой на данном автомобиле используется, в соответствии с инструкцией по эксплуатации, масло АМГ-10, специально разработанное для гидравлических самолетных систем. Кроме того, испытаниям подвергли и масло ВМГЗ, которое в связи с сокращением в последние годы производства АМГ-10 начали применять в качестве его заменителя. Причем и то, и другое брали из нескольких источников — собственных складских запасов, со складов посредников и заводов-изготовителей этих масел. Тем самым, исключая воздействие на качество последних таких факторов, как сроки и особенности хранения, производства и т. д.

Результаты исследования оказались такими: оба масла по основным показателям (кинематическая вязкость, кислотное число, зольность, содержание водорастворимых кислот, щелочей, механических примесей, воды, температура вспышки и застывания, показатель испытания на коррозию и т. д.) требованиям ТУ 38101479—85 и ГОСТ 6794—75, в основном, соот-

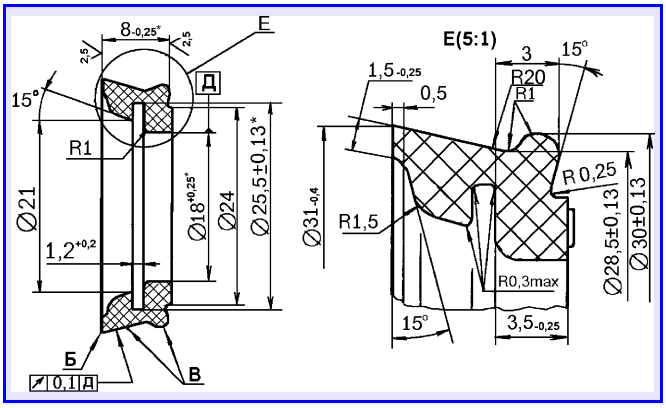


Рис. 1. Наружная уплотнительная манжета главного тормозного цилиндра автомобиля ЗИЛ-4906

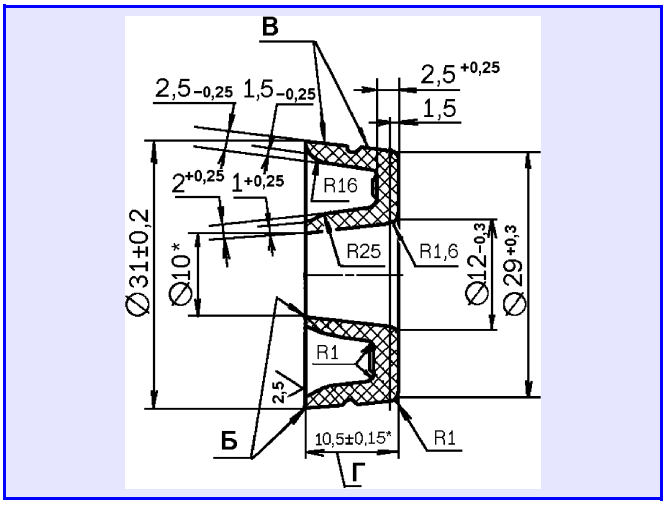


Рис. 2. Внутренняя уплотнительная манжета (кольцо) поршня суппорта тормозов автомобиля ЗИЛ-4906

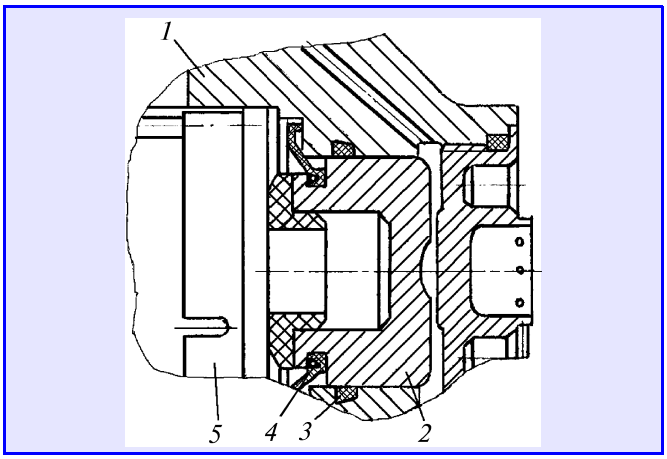


Рис. 3. Уплотнительное кольцо (круглого сечения) в суппорте:
1 — суппорт тормоза; *2* — поршень; *3* — наружная манжета поршня; *4* — внутренняя манжета поршня; *5* — тормозная колодка

ветствуют. Правда, масло ВМГЗ несколько более термостойко; температура его вспышки в открытом тигле составляет 411—417 К (138—144 °С), а у АМГ-10 — 366 К (93 °С), его температура застывания — 217—215 К (−56÷−58 °С), а у АМГ-10 — 205 К (−68 °С). С кислотным числом положение несколько хуже: у ВМГЗ оно равно 0,65—1,0 мг КОН/г — в 15—20 раз выше нормы, а у АМГ-10 — 0,03 мг КОН/г, что точно соответствует норме. То есть масло ВМГЗ, поставляемое промышленностью, перед его заправкой в тормозную систему автомобиля требует корректирования по кислотному числу с помощью соответствующих присадок. Что и делается. Так что вывод однозначный: считать обе тормозные жидкости причиной разгерметизации поршней главного тормозного цилиндра и суппорта оснований нет.

На втором этапе исследования оценивали совместимость тормозных жидкостей с материалом уплотнений. Причем делали это как на образцах, вырезанных из исходных вулканизованных пластин, так и на кусочках готовых деталей. Причина такого подхода очевидна: он позволяет установить, меняются ли свойства материала после его вулканизации в пресс-форме.

В качестве объектов испытаний у поставщиков взяли образцы резин 7-В-14, 7-В-14-1, 7-В-14-НТА, ИРП-1078НТА, СКЭХГ и СКПО и определили их основные физико-химические показатели, в том числе степень их набухания в тормозных жидкостях. При этом установлено: серийные резины 7-В-14, 7-В-14-1, 7-В-14-НТА, ИРП-1078НТА различных предприятий (соответственно по ТУ 38005204—84 и ТУ 0051166—87) имеют показатели, в основном соответствующие ТУ, но — с определенным их разбросом. Например, резина 7-В-14-1, изготовленная по ТУ 38005204—84, в контрольной рабочей жидкости СЖР-3 при температуре, равной 373 К (100 °С), т. е. температуре в главном тормозном цилиндре, за 24 ч увеличивала свой объем на 22,4 %, а температура ее хрупкости составляла 227 К (−46 °С). В АМГ-10 она при 343 К (70 °С) за 24 ч увеличила объем меньше — на 7,4 %. Тем не менее ее применение в тормозном приводе нецелесообразно — ее набухание не меньше, чем резины НО-68, из которой выполнены серийные манжеты.

Опытные резины СКЭХГ и СКПО имеют удовлетворительные показатели по прочности, удлинению при разрыве, эластичности, морозостойкости, но тоже совершенно непригодны для уплотнительных деталей из-за плохой маслостойкости: увеличение их массы и объема в ВМГЗ и АМГ-10 составляет, в зависимости от температуры и времени, 8,7—82,7 %.

Резина 7-В-14, изготовленная по ТУ 0051166—98 на двух предприятиях, имела: морозостойкость (предел хрупкости) — соответственно 225 и 218 К (−48 и −55 °С); увеличение объема в имеющихся у них АМГ-10 — 6,8 %, а в ВМГЗ — 3,6 %; в АМГ-10, взятой со склада ЗИЛа, увеличение массы почти в 2 раза превысило результаты испытаний у производителя. Но по другим резинам, а также при испытаниях в ВМГЗ результаты ЗИЛа и поставщиков практически совпали (за исключением, как видно из приведенных выше цифр, резины 7-В-14).

Таким образом, с точки зрения набухания образцов наиболее подходящим материалом для уплотнений тормозной системы следует считать резины типа 7-В-14.

Качество готовых уплотнений проверяли по степени набухания их кусочков и изменению размеров неповрежденных изделий в двух состояниях — поставки и после статической выдержки в рабочей жидкости ВМГЗ в свободном состоянии в течение восьми суток (144 ч). Эти испытания показали следующее.

Через первые 12 ч выдержки (она предусмотрена чертежом на сборку узла) манжеты в зависимости от материала, из которого они изготовлены, либо уменьшают (до 13 % относительно поля допуска), либо увеличивают (до 36 %) свой наружный диаметр, а внутренний — от минус 8 до плюс 16 %. В последующие же 24, 72 и 144 ч процесс набухания или усадки идет заметно медленнее.

Так, масса кусочков манжет из резины 7-В-14 по времени выдержки постоянно уменьшалась, и спустя 144 ч это уменьшение достигло 1,4—2 % исходной. Тогда как на образцах, вырезанных из пластин, зафиксировано: при температуре 343 К (70 °С) масса возрастала на ~2,6 %. У остальных же резин и образцы, и кусочки вели себя одинаково: их масса увеличивалась значительнее.

Изменение размеров готовых изделий оценивали по наружному и внутреннему их диаметрам. Установлено: диаметр наружной манжеты (резина 7-В-14) поршня главного тормозного цилиндра по отношению к полю допуска уменьшился на 187 %, а внутренней манжеты (материал тот же) — на 70 %. У манжет из остальных резин увеличение диаметров составило от 33 до 132 %. Причем во всех случаях — пропорционально увеличению массы.

После завершения испытаний манжет в свободном состоянии их исследовали на остаточную деформацию. Результаты: наружный диаметр манжет при их установке на вал уменьшается на ~0,5 мм, обеспечивая натяг между валом и внутренним диаметром манжеты от 0,64 до 1,27 мм. В итоге соединение оставалось герметичным даже при перепаде давления на манжете, равном 0,06 МПа (0,6 кгс/см^2) и более. Мало того, натяги за 144 ч испытаний непрерывно росли. Например, для резины 7-В-14 рост составил 23 %.

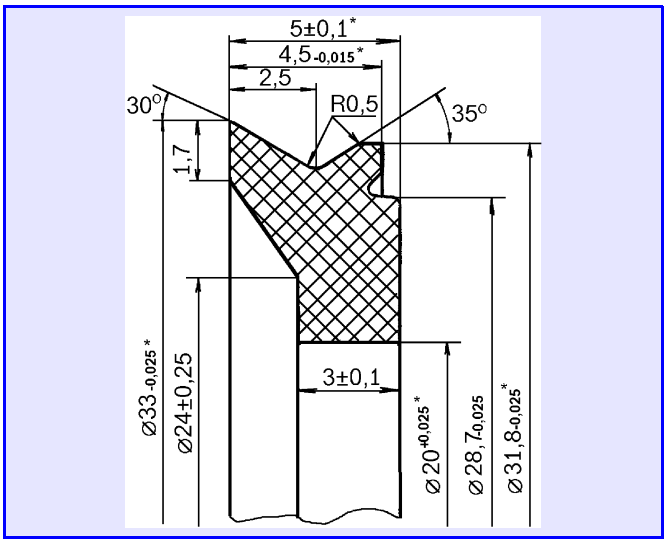


Рис. 4. Уплотнительная манжета главного тормозного цилиндра автомобилей ЗИЛ-4105 и ЗИЛ-5301

Однако это лишь после 12-часовой предварительной выдержки в ВМГЗ, предусмотренной чертежом. Если же манжеты такой обработке не подвергались, то натяги, наоборот, уменьшались на 70 %, т. е. до 0,45—0,89 мм. Что, естественно, снижало надежность соединения на 30—40 %.

Если говорить в целом, то самые хорошие результаты показали манжеты, выполненные из резины 7-В-14 по ТУ 38.05.1166—98: у них натяг по наружному диаметру со временем растет, что благоприятно сказывается на надежности уплотнения.

Испытания на износостойкость выдержали все резины и выполненные из них манжеты.

Оба типа манжет прошли также проверку на их соответствие чертежу. Отступлений выявлено достаточно много (форма, размеры, круглость и т. д.). Однако предотвратить поступление на сборку некондиционных манжет можно. Для этого необходимо наладить соответствующий входной их контроль.

И последнее о конструкции манжет. Нынешняя их конструкция достаточно совершенна, и если подобрать хороший их материал, то они отработают свой расчетный ресурс. Но резервы, безусловно, есть. Это доказали результаты испытаний новой манжеты (рис. 4), которая установлена на легковом автомобиле ЗИЛ-4105 и грузовом ЗИЛ-5301 ("Бычок"). Подтвердил это и опыт эксплуатации: отказов, связанных с нею, на данных автомобилях нет.

Таким образом, лабораторные исследования 12 вариантов резин, проведенные на ЗИЛе и предприятиях-изготовителях, показали следующее.

1. Основная причина негерметичности главного тормозного цилиндра и суппорта тормозов колес — низкая маслостойкость манжет.

2. Рабочая жидкость ВМГЗ более термостойкая, чем АМГ-10, и удовлетворяет всем требованиям по морозостойкости, поэтому она предпочтительнее АМГ-10. Но из-за наличия присадок обладает повышенным воздействием на резину. Поэтому манжеты для автомобиля ЗИЛ-4906 следует выполнять не из резины НО-68, а из 7-В-14 (ТУ 38.05.1166—98), которая наименее чувствительна к ВМГЗ.

3. Выдержка резиновых изделий в течение 12 ч в ВМГЗ при комнатной температуре, предусмотренная чертежной документацией, — решение правильное. Она стабилизирует размеры и упругие свойства материала, а в случае скрытого производственного брака — способствует его обнаружению.

4. Манжеты, изготовленные из резины 7-В-14 по ТУ 38.05.1166—98, более надежны, чем выполненные по ТУ 38 005.204—89, поскольку имеют меньший разброс показателей (изменения массы и объема в рабочей среде).

5. Так как различные резины по отношению к тормозной жидкости ведут себя по-разному, то для изготовления манжет одной конструкции нужны разные пресс-формы.

6. Изменения массы и объема материала практически 100 %-но коррелируют с изменениями размеров манжет в процессе их испытаний при повышенных температурах тормозной жидкости, поэтому данные показатели можно и нужно использовать в качестве критериев оценки вновь созданных манжет.

7. Все, что сказано выше, относится не только к определенным уплотнениям конкретного автомобиля. Выявленные закономерности, безусловно, окажутся полезными и при создании других аналогичных изделий.

УДК 621.517

Новые керновые опоры для аналоговых автомобильных приборов

Канд. техн. наук Е.К. ЛАЗАРЕВ

Ульяновский ГТУ

Аналоговые электроизмерительные приборы, широко применяемые на автомобильной технике, несмотря на многообразие их конструкций, выполняются в основном на керновых опорах — опорах, у которых подвижный элемент представляет собой металлический керн, а подпятник изготовлен из естественного или искусственного минерала.

Такие опоры не новость. Их используют в приборостроении и часовой промышленности уже десятки лет, т. е. есть все основания утверждать, что их конструкция и технология изготовления доведены до совершенства. И не без оснований. Тем не менее автозаводы, особенно выпускающие АТС повышенной и высокой проходимости, не довольны, в основном с точки зрения устойчивости к механическим воздействиям, надежностью указателей уровня топлива, вольтметров, амперметров и других приборов, которые они устанавливают на свою продукцию.

И такое недовольство вполне понятно. Практика показала: приборы автомобилей, например, семейства УАЗ, уже при пробеге чуть более 40 тыс. км по бездо-

рожью, как правило, дают значительную погрешность в показаниях или даже полностью отказывают. То есть в момент, когда ресурс автомобиля еще очень далек от своего "законного" исчерпания.

Понятно, что изготовители приборов не могли не обратить внимания на данное обстоятельство. И провели соответствующие исследования. В итоге установлено: причина ненормальной работы приборов — большие контактные напряжения в зоне соприкосновения керна и подпятника. Например, керновые опоры, в которых керн выполнен из сплава 40ХНЮ, а пята — из агата, выдерживают, не разрушаясь, при массе подвижной части прибора 500—600 мг ударные и вибрационные перегрузки не более 3*g*.

На стационарных объектах такая пара надежно работает десятки лет, а на объектах подвижных (автомобиль) довольно быстро выходит из строя, поскольку нагрузки превышают 3*g* в десятки раз и более.

Такова общая картина. Но если проанализировать причины снижения устойчивости и прочности приборов при динамических нагрузках, то обнаруживается довольно интересная с практической точки зрения картина.

Во-первых, наименьшая механическая прочность пар наблюдается у наиболее крупногабаритных приборов. Что вполне объяснимо: их масса большая, а инерционные нагрузки, как известно, ей пропорциональны.

Во-вторых, механическая прочность приборов зависит, причем резко, от их ориентации по отношению к внешнему воздействию: наименьшие ударопрочность и виброустойчивость соответствуют направлению внешнего воздействия, перпендикулярному продольной оси прибора, причем преобладающий характер в этом случае носят изгибные колебания конструкции. (Здесь, очевидно, дело не в приборостроителях.)

В-третьих, для приборов на кернах внешние воздействия, связанные с транспортированием, всегда жесте, чем в условиях эксплуатации. Что вполне объяснимо: при неосторожном обращении с упакованными приборами керновые опоры, имеющие малые ($r_к$ = 50÷100 мкм; $r_п$ = 150÷300 мкм) размеры опорных поверхностей керна и подпятника, получают нагрузки, не соизмеримые с их прочностью. Так, экспериментально доказано: в керновой опоре серийного прибора М4250, у которого керн выполнен из стали У10-А, а подпятник — из ситалла, контактные напряжения могут достигать 1260 МПа (126 кгс/ мм^2). А это — явно разрушающие нагрузки для большинства сплавов.

В-четвертых, на величине механических нагрузок, действующих на пару "керн—опора", сказываются, причем значительно, ее температуры: чем они больше, тем "слабее" становится пара (износ).

В-пятых, надежность керновых опор очень сильно зависит от осевого зазора в них: при малых его значениях подвижная часть зажимается, а при больших — "разбалтывается". Итог того и другого — повышенное изнашивание пары.

В-шестых, если действие ударов на прибор может привести к их преждевременному отказу и даже нарушению механической целости, то вибрация заставляет подвижные части прибора совершать сложные колебания, внося в его показания дополнительные погрешности, которые могут быть настолько велики, что полностью искажают показания за счет увода подвижной части или размыва элемента — опоры стрелочного указателя. И, понятно, к быстрому изнашиванию наиболее слабого элемента пары (как правило, керна). Со всеми вытекающими отсюда последствиями для ресурса прибора.

То, что сказано выше, для специалистов, разумеется, давно уже не секрет. И они постоянно занимаются защитой керновых опор от механических воздействий. И небезрезультатно. Например, некоторые зарубежные фирмы начали создавать устройства амортизации керновых опор в осевом и радиальном направлениях.

Данный способ достаточно эффективный. Но, к сожалению, значительно усложняет технологию изготовления и сборки опор, а следовательно, удорожает приборы. Поэтому потребители (автозаводы) не очень охотно их берут.

В России пошли по другому пути (кстати, здесь сказалось то, то у нас хотя и разгромлена "рынком", но все еще сохранилась в какой-то мере система отраслевых научных исследований).

Приборостроители определили виды, параметры и допустимые значения (табл. 1) механических воздействий, которые испытывают автомобильные приборы в условиях эксплуатации. Более того, эти параметры внесены в соответствующие ГОСТы и классифицируются по типам подвижных объектов, на которых устанавливаются приборы. В этих нормативных документах узаконено: с ростом скоростей и маневренности объектов интенсивность и частотный диапазон воздействий возрастают. Так, для наземных и надводных подвижных объектов верхняя граница $f_к$ задаваемого частотного диапазона внешних вибраций не превышает 100 Гц.

То есть в России есть норматив. И это позволяет более грамотно работать создателям приборов, в том числе и керновых.

Возьмем такой вопрос, как перечень виброактивных элементов приборов. У нас ими считают моментные пружины, подвижную часть и стрелочный указатель. Значения собственных частот этих элементов некоторых серийных приборов (в качестве примера) приве-

Таблица 1

Параметр	Параметры механических воздействий на прибор	Значения параметров механических воздействий на прибор
Вибропрочность	Ускорение, м/с^2	1—30
	Частота, Гц	5—20
Ударопрочность	Ускорение, м/с^2	до 100
	Частота, Гц	до 50
Виброустойчивость	Ускорение, м/с^2	20—30
	Частота, Гц	до 700

Таблица 2

Прибор	Соответственные частоты (первая гармоника) моментных пружин, Гц				Собственные частоты указателя, Гц	Собственные частоты подвижной части, Гц
	$f^{(1)}_{кр}$	$f^{(1)}_{пр}$	$f^{(1)}_{сдв}$	$f^{(1)}_{изг}$		
M4262	94	125	131	212	233	600
M4291	123	160	180	290	918	1650
M42100	52	65	78	127	238	870
M4293	132	166	186	300	635	1000
M4200	57	73	84	136	205	870
AI	50	58	70	113	540	1200
BA-2	74	90	110	180	230	500

Примечания: $f_{кр}$ — круговая частота; $f_{пр}$ — продольная частота; $f_{сдв}$ — сдвиговая частота; $f_{изг}$ — изгибающая частота.

дены в табл. 2. Поэтому повышением именно виброустойчивости элементов и занимаются наши специалисты. Другими словами, российские специалисты занимаются не только работой опор, но и более тонким анализом причин ускоренного их изнашивания.

Например, они исходят из следующего.

Так как подвижная часть прибора, свободно лежащая в опорах, образует виброударную систему, то инерционное возбуждение виброактивных элементов, обусловленное перемещениями корпуса в пространстве, и сопровождается кинематическим и ударным воздействиями. Их интенсивность особенно велика в зонах периодических виброударных колебаний подвижной части. Иначе говоря, на собственные частоты элементов накладываются частоты вынужденных колебаний. Следовательно, задача сводится к исключению резонансов тех и других. Скажем, путем измерения собственных частот. Однако здесь есть одна сложность: при инерционном возбуждении эти частоты желательно увеличивать, а при кинематическом и ударном возбуждениях — уменьшать, т. е. решать, так сказать, противоположные по целям задачи.

Но выход из создавшегося положения есть.

Дело в том, что инерционное возбуждение в условиях внешних вибраций присутствует всегда. И от него избавиться невозможно. Кинетическое же и ударное возбуждения определяются возможностью возникновения колебаний подвижной части в опорах. Поэтому вывод очевидный: при проектировании виброустойчивых приборов в первую очередь следует принимать меры, направленные именно на полное устранение кинематического и ударного возбуждений. Наилучшее, полностью исключающее возможность свободного перемещения подвижной части (керна) в опорах решение — амортизация подпятников. Им, как сказано выше, воспользовались некоторые зарубежные изготовители прибора. А некоторые фирмы пошли по пути уменьшения отношения радиусов закруглений подпятника и керна до величин, близких к единице. Правда, в последнем случае очень трудно избежать полной выборки осевого зазора в опорах и заклинивания измерительной части.

Но как бы то ни было, совершенно очевидно: только устранив влияние кинематического и ударного возбуждений, следует заняться разносом собственных частот виброактивных элементов за границу задаваемого частотного диапазона внешних вибраций. При этом надо иметь в виду следующее.

Собственные частоты поперечных колебаний подвижной части прибора можно обеспечить достаточно большими (~1 кГц и выше). Кроме того, за счет увеличения жесткости нетрудно изготовить, особенно в малогабаритных приборах, и стрелочные указатели, низшие собственные частоты которых будут примерно такими же. Но с моментными пружинами дело сложнее. Например, расчеты показывают, что при углах поворота подвижной части прибора на 90° низшие собственные частоты колебаний пружин, соответствующие их крутильным колебаниям, находятся в пределах 350—450 Гц, а при углах поворота 240° — в пределах 100—150 Гц. И так как при инерционном возбуждении подвижной части максимальная величина увода наблюдается при резонансе поперечных колебаний пружин (см. табл. 2), собственные частоты которых примерно в ~1,3 раза больше собственных частот их крутильных колебаний, то можно утверждать, что виброустойчивость методом разноса частот в первом случае обеспечивается при $f_к$ = 300÷500 Гц, а во втором — при $f_к$ = 100÷150 Гц. То есть нужны два решения, осуществить которые, в общем-то, довольно сложно. Поэтому российские исследователи пришли к выводу: нужно менять материал одного из элементов виброударной пары.

Данный вывод одними из первых (работы начаты еще в 1980 г.) начали реализовывать специалисты Ульяновского ГТУ. Результатом их исследований стала целая серия приборов с полимерными самосмазывающимися материалами в их парах трения. Материалами, как показали натурные эксперименты, не только конкурентоспособными с камневыми опорами, но во многом и превосходящими их. (Если они, разумеется, изготовлены с учетом условий, в которых работают.)

В качестве примера продукции, разработанной Ульяновским ГТУ, на рис. 1 показана конструкция полимерного винта-подпятника (а. с. № 905866, РФ), выполненная из самосмазывающегося термопластика. В ней, как видно, имеется резьба *2*, шлиц *1* для завинчивания подпятника в обойму прибора, кратер (выемка) *4*. Опорная поверхность *5* кратера *4* образована упрочнением пластика, т. е. в зоне, прилегающей к уп-

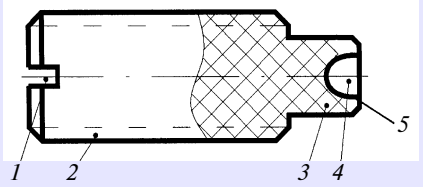


Рис. 1. Винт-подпятник керновой опоры:
1 — шлиц; *2* — резьба; *3* — упрочненная часть подпятника; *4* — кратер; *5* — опорная поверхность

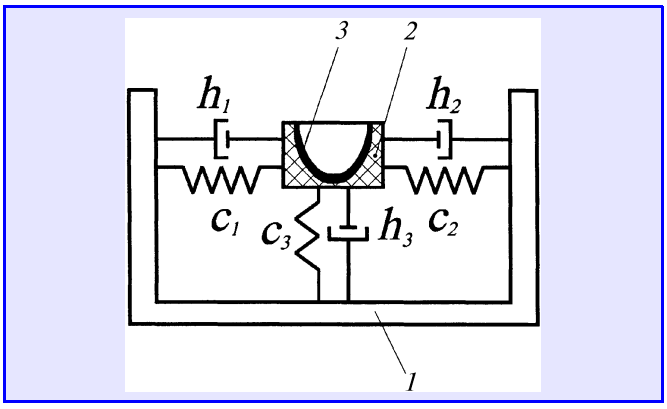


Рис. 2. Механическая модель подпятника:
1 — опорная поверхность; *2* — подпятник; *3* — обойма

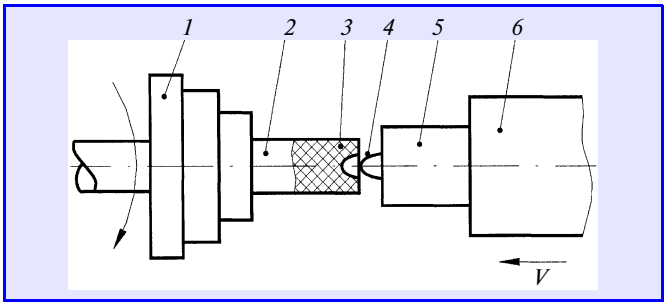


Рис. 3. Технология изготовления полимерного подпятника:
1 — шпиндель; *2* — заготовка; *3* — опорный элемент; *4* — инструмент; *5* — пуансон; *6* — суппорт станка

рочненной опорной поверхности *5*, плотность и твердость которой выше, чем во всей остальной части винта подпятника.

Такое решение неслучайно.

Самосмазывающиеся пластики — материалы вязкоупругие. И если жесткость опорной части подпятника за счет упрочнения материала сделать намного больше жесткости остальной его части, то механическую модель динамики подпятника можно представить (рис. 2) в виде абсолютно твердого тела *2* с опорной поверхностью *1*, подвешенного в обойме *3* прибора с помощью упруго-диссипативных связей (амортизаторов), где h_i и c_i (i = 1, 2 и 3) — эквивалентные коэффициенты вязкого трения и жесткости. В результате действия амортизаторов смягчаются вибрации, тряски, удары и предохраняется от разрушения опорная поверхность, обусловливая тем самым высокую прочность и износостойкость подпятника при механических воздействиях.

Изготовление подпятника и упрочнение его опорного элемента сводится (рис. 3) к следующему.

Заготовка *2* устанавливается в шпиндель *1*. При вращении последнего и подаче суппорта *6* вместе с инструментом *4* и пуансоном *5* в заготовке образуется выемка. Причем скорость вращения шпинделя *1* и скорость подачи суппорта *6* выбирают такими, чтобы при соприкосновении с инструментом *4* термопластик в пограничном слое за счет теплоты, выделяющейся при трении, переходил в вязкотекучее состояние. За счет совокупного действия давления пуансона, центробежных сил, возникающих при вращении заготовки, и температуры межмолекулярные расстояния в пограничном слое термопластика уменьшаются, в результате чего после отвода пуансона и охлаждения пластика образуется пограничный слой (опорный элемент *3*), повторяющий форму инструмента *4* и имеющий упрочненную поверхность. Правда, микротвердость данной поверхности из-за малых размеров кратера и его сложной геометрической формы измерить известными методами нельзя. Поэтому при исследованиях определялась микротвердость диаметральных срезов подпятников. Результаты этих измерений показывают, что по мере приближения к кратеру микротвердость подпятника увеличивается.

Допустимую нагрузку на детали из полимерного материала можно существенно повысить, если ограничить возможность его "вытекания" (а. с. № 1242832, РФ). Для чего деталь (скажем, из фторопласта) следует поместить в специальное гнездо-заготовку, как это делают с камнями, закрепляя их в гнездо латунного винта-подпятника. После чего, используя известный способ образования кратера, получить его еще с более упрочненной поверхностью. В итоге полимер в процессе работы будет находиться под действием объемного сжатия, близкого равностороннему, и, следовательно, длительное время может работать при высоких нагрузках.

В целом работы, выполненные в Ульяновском ГТУ, позволяют сделать ряд практически важных выводов.

1. Полимерные подпятники для аналоговых приборов, работающих в тяжелых условиях эксплуатации, на сегодняшний день можно и должно считать самым эффективным из всех существующих способов повышения виброустойчивости и ударной прочности приборов.

2. Контактные напряжения в статике в парах трения "сталь—сополимер формальдегида" составляют 138 МПа (13,8 кгс/мм^2), паре "сталь—эластомер" — 2,68 МПа (0,268 кгс/мм^2), в то время как в паре "сталь—стекло" — 1260 МПа (126 кгс/мм^2). То есть контактные напряжения в полимерных парах во много раз меньше.

3. Данное обстоятельство позволяет подпятникам из фторопласта "безболезненно" выдерживать ударные импульсы величиной 6,5*g* и длительностью более $8{,}5 \cdot 10^{-4}$ с, а из полиамида — импульсы 13,5*g*. То есть ускорение 3,5*g*, которое считается опасным при случайных падениях прибора во время его транспортирования, для приборов с полимерными опорами совершенно безвредно.

4. В целом ударная прочность подпятников, выполненных из полиамида, в 2 раза выше прочности каменевых.

5. Испытаниями приборов с полимерными подпятниками после их 20-летнего хранения доказано: на сроки хранения трение в них и, следовательно, величины их износа практически не влияют.

И последнее. Приборы с полимерными подпятниками, разработанные в Ульяновском ГТУ, давно применяет КамАЗ. Как показывает опыт их эксплуатации, потребители этой техники вполне довольны.

УДК 629.11.012.5:629.017

Эластичность шин и устойчивость двухосного автомобиля

Д-р техн. наук Г.И. МАМИТИ

Горский ГАУ

Чтобы определить критические скорости двухосного автомобиля с жесткими колесами по заносу (боковому скольжению) и опрокидыванию, достаточно рассмотреть (рис. 1) силы, действующие на него при движении в повороте, и записать сумму их проекций на плоскость дороги, откуда легко определяется критическая скорость $v_з$ (формула № 1 в таблице) движения в повороте, после достижения которой начнется боковое скольжение (занос) автомобиля.

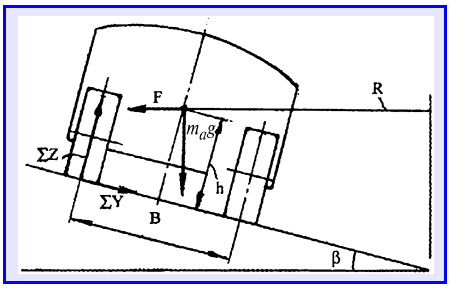


Рис. 1. Силы, действующие на автомобиль при движении

Так же и с моментами. Из их уравнения относительно оси, проходящей через центры пятен контакта наружных по отношению к повороту колес, можно найти критическую скорость v_0 (формула № 2) движения в повороте, после достижения которой автомобиль начнет опрокидываться.

Эти формулы "на все случаи жизни". Но для плоского ($\beta = 0$) поворота формулы № 1 и 2, очевидно, примут вид формул № 3 и 4.

В приведенных формулах не учитываются продольное положение центра масс и эластичность шин, что, безусловно, сказывается на точности, т. е. соответствии реалиям, расчетов по ним. Поэтому автор в свое время вывел (см. "АП", 2006, № 12) расчетные формулы, учитывающие данные обстоятельства. Это формулы № 5 и 6, которые при плоском повороте ($\beta = 0$) превращаются, что тоже совершенно очевидно, в формулы № 7 и 8. Формула № 9 учитывает все параметры, влияющие на $v_з$.

В заключение — числовой пример. Допустим, что рассматриваются автомобиль и дорога, имеющие следующие характеристики: $\varphi_y = 0{,}8$; $m_a = 1450$ кг; $L = 3$ м; $K = 1{,}5$ м; $h = 0{,}6$ м; $\theta = 0{,}2915$ рад. (16,7°); $k_A = k_B = 40\ 000$ Н/рад.; $\psi = 0{,}015$; $\beta = 0$. Если его колеса жесткие, то независимо от положения центра масс имеем: $R = 10$ м; $v_з = 31{,}89$ км/ч; $v_0 = 39{,}86$ км/ч; если же его колеса с эластичными шинами, то получаем совершенно другие цифры.

Так, при $a = 1$ м; $b = 2$ м будем иметь $\delta_A = 11{,}40°$; $\delta_B = 5{,}43°$; $R = 15{,}97$ м; $v_з = 39{,}90$ км/ч; $v_0 = 50{,}59$ км/ч; при $a = b = 1{,}5$ м: $\delta_A = 8{,}55°$; $\delta_B = 8{,}15°$; $R = 10{,}47$ м; $v_з = 32{,}62$ км/ч; $v_0 = 41{,}21$ км/ч; при $a = 2$ м; $b = 1$ м: $\delta_A = 5{,}70°$; $\delta_B = 10{,}86°$; $R = 7{,}77$ м; $v_з = 28{,}41$ км/ч; $v_0 = 35{,}77$ км/ч.

№ формулы	Формула	Примечания
	Автомобиль с жесткими шинами	
1	$v_з = \sqrt{\dfrac{gR(\varphi_y + \mathrm{tg}\beta)}{1 - \varphi_y \mathrm{tg}\beta}}$	g — ускорение свободного падения; R — радиус поворота, $R = L/\mathrm{tg}\theta$; L — база автомобиля; θ — средний угол поворота управляемых колес; φ_y — коэффициент поперечного сцепления шины с опорной поверхностью (дорогой); β — угол поперечного уклона дороги; h — высота центра масс автомобиля; K — колея автомобиля
2	$v_0 = \sqrt{\dfrac{gR(K + 2h\mathrm{tg}\beta h)}{2h - K\mathrm{tg}\beta}}$	
3	$v_з = \sqrt{\varphi_y g R}$	
4	$v_з = \sqrt{gRK/2h}$	
	Автомобиль с эластичными шинами	
5	$v_з = \dfrac{1}{\cos\delta_B}\sqrt{\dfrac{gR(\varphi_y - \mathrm{tg}\beta g)}{1 - \varphi_y \mathrm{tg}\beta}}$	R — расстояние от центра поворота до продольной оси автомобиля; $R = L/[\mathrm{tg}(\theta - \delta_A) + \mathrm{tg}\delta_B]$; δ_A, δ_B — углы бокового увода передних и задних колес; $\delta_A = \dfrac{m_a b\cos\beta}{k_A L}\left(\dfrac{v^2}{R} + \psi g \sin\theta\right)$; $\delta_B = \dfrac{m_a v^2}{k_B R L} + a\cos\beta$; k_A, k_B — коэффициенты сопротивления боковому уводу передних и задних колес; a, b — расстояния от центра масс до передней и задней осей автомобиля; ψ — коэффициент сопротивления дороги
6	$v_0 = \dfrac{1}{\cos\delta_B}\sqrt{\dfrac{gR(K + 2h\mathrm{tg}\beta h)}{2h - K\mathrm{tg}\beta}}$	
7	$v_з = \dfrac{1}{\cos\delta_B}\sqrt{\varphi_y g R}$	
8	$v_з = \dfrac{1}{\cos\delta_B}\sqrt{gRK/2h}$	
9	$v_з = \dfrac{1}{\cos\delta_B}\sqrt{\dfrac{gR\{\mathrm{tg}\beta + [\varphi_y(a + b\cos\theta c - \psi b\sin\theta)]/L\}}{1 - \mathrm{tg}\beta\varphi_y(a + b\cos\theta c - \psi b\sin\theta)/L}}$, где $\delta_A = \dfrac{m_a b\cos\beta}{k_A L\cos\theta}\left[\dfrac{v^2}{R}(1 + \psi\sin\theta\,\mathrm{tg}\,\beta g + \psi g\sin\theta\right]$; $\delta_B = \dfrac{m_a v^2}{k_B R L}a\cos\beta$ Критическая скорость по заносу двухосного автомобиля с эластичными шинами (формула № 9) зависит от многих параметров. Однако, как показали расчетные исследования, учет их влияния в данной формуле ($\sin\theta \neq 0$; $\cos\theta \neq 1$; $\psi \neq 0$), по сравнению с формулой № 5, где они не учтены ($\sin\theta = 0$; $\cos\theta = 1$; $\psi = 0$), пренебрежимо мало и в среднем составляет 0,3 %.	

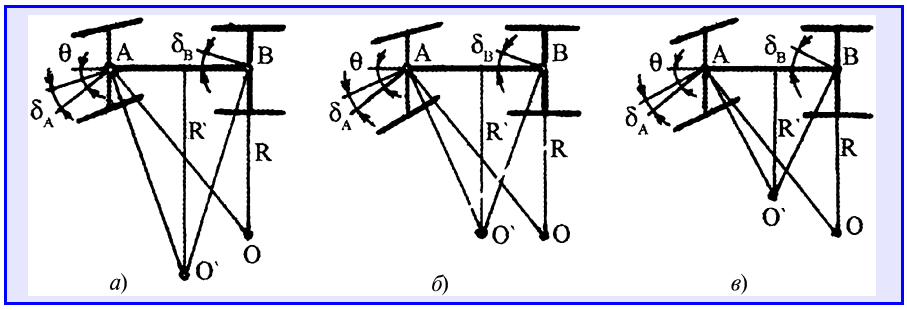


Рис. 2. Схемы движения автомобиля с поворачиваемостью:
а — недостаточной ($\delta_A > \delta_B$), *б* — нейтральной ($\delta_A = \delta_B$) и *в* — излишней ($\delta_A < \delta_B$)

Как видим, в случае эластичных шин положение центра масс решающим образом влияет на все параметры устойчивости автомобиля — критические скорости, траекторию, поворачиваемость. Причем весьма значительно. Соотношения между углами бокового увода передних и задних колес автомобиля меняются по мере перемещения центра масс от оси передних колес до оси задних последовательно ($\delta_A > \delta_B$, $\delta_A = \delta_B$; $\delta_A < \delta_B$), предопределяя тем самым изменение поворочиваемости автомобиля от недостаточной к нейтральной и затем к излишней (рис. 2). При этом центр поворота из-за эластичности шин переместится из точки *O* в точку *O'*, а расстояние от центра поворота до продольной оси автомобиля (радиус *R* поворота) станет равным *R'* (см. *R* в формулах 5—9 таблицы).

Читатель предлагает

УДК 621.43.037.5

Топливный насос для питания дизелей

Канд. техн. наук В.В. ИВАНОВ

Волгоградский ГТУ

Создание процессорных систем управления питанием и зажиганием бензиновых ДВС позволило, как известно, весьма существенно улучшить такие их эксплуатационные показатели, как токсичность отработавших газов и топливная экономичность, снизить трудоемкость изготовления, металлоемкость, а также затраты времени на техническое обслуживание. Однако процессоры пока, к сожалению, не нашли применения в топливной аппаратуре дизелей. Она остается практически такой же, что 50 лет назад. Ограниченное распространение получили лишь компрессорные и аккумуляторные системы питания с электронным впрыскиванием, применяемые на дизельных легковых автомобилях.

Между тем традиционная топливная аппаратура дизелей обладает рядом очевидных недостатков. Это высокие требования к точности изготовления каналов на теле плунжера и гильзы, трудность в достижении равной цикловой подачи у многосекционных ТНВД на частичных нагрузках, высокая трудоемкость изготовления плунжерных пар. Поэтому специалисты ищут способы избавиться от перечисленных недостатков. Один из таких способов и предлагается вниманию читателей.

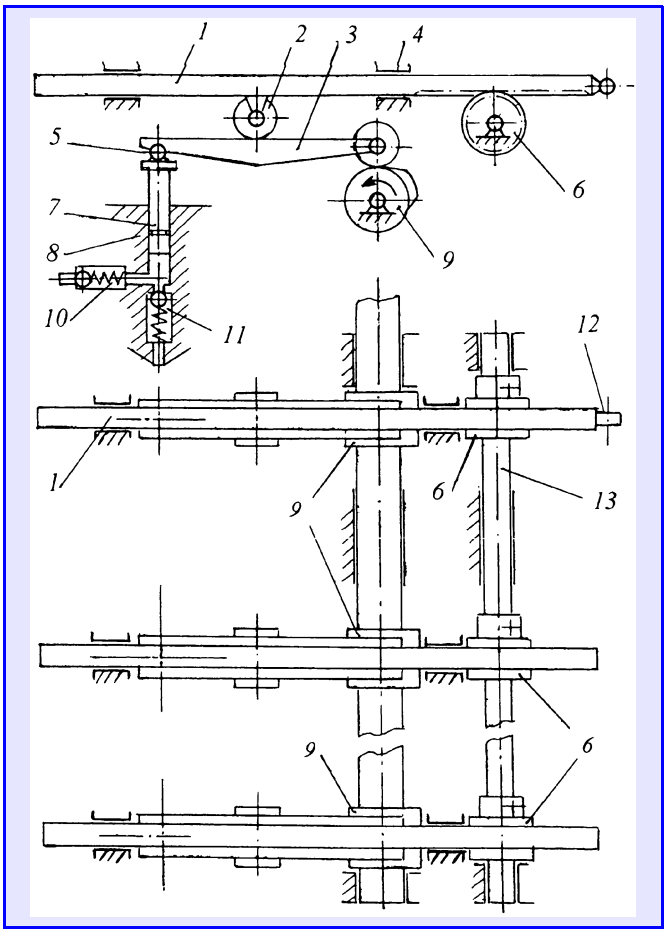
Суть данного способа (пат. № 2083866, РФ) состоит в том, что плунжерные пары ТНВД не имеют на своих сопряженных поверхностях традиционных каналов и пазов, а цикловая подача топлива регулируется, в зависимости от режима работы дизеля, изменением хода подпружиненного плунжера *7* (см. рисунок). Данный ход, как видно из рисунка, зависит от положения регулирующей опоры *2* коромысла, передающего движение от кулачка *9* привода насоса к плунжеру со связывающим их шарниром *5*.

При пуске двигателя, т. е. в момент, когда топливовоздушная смесь должна быть обогащенной, шток *1* управления цикловой подачей устанавливается в положение, при котором регулирующая опора *2* контактирует с коромыслом *3*, находясь в максимальной близости с кулачком *9* привода насоса. При этом соотношение плеч коромысла такое, что плунжер насоса совершает максимально возможные перемещения и, соответственно, обеспечивает максимальную цикловую подачу.

На эксплуатационных же режимах шток *1* управления перемещается в положение, при котором опора *2* контактирует с коромыслом *3* ближе к шарниру *5* плунжера. Причем чем ближе точка контакта регулируемой опоры и коромысла плунжера к шарниру плунжера, тем цикловая подача насоса меньше.

Для останова дизеля шток *1* управления переставляется в положение, при котором точка контакта регулируемой опоры и коромысла располагается на продольной оси плунжера *7*, — над центром его шарнира *5*. Благодаря чему перемещение конца коромысла, контактирующего с кулачком, не вызывает перемещений плунжера, т. е. цикловая подача становится равной нулю.

Характер изменения давления в напорной магистрали в процессе впрыскивания топлива определяется профилем кулачка *9* привода насоса, а положение опоры *2* относительно шарнира *5* устанавливает электронная система регулирования. Именно она, получив команду от водителя, оценивает условия движения автомобиля, приводит в действие шток управления (перемещает последний в положение, соответствующее этим условиям).



Принципиальная схема механизма управления цикловой подачей топлива:

1 — шток управления цикловой подачей; *2* — регулирующая опора коромысла; *3* — коромысло; *4* — подшипник штока; *5* — шарнир плунжера; *6* — зубчатые шестерни; *7* — подпружиненный плунжер; *8* — гильза насоса; *9* — кулачок привода насоса; *10* — впускной клапан; *11* — нагнетательный клапан; *12* — шарнир для присоединения механизма управления подачей; *13* — синхронизирующий вал

Но управление топливным насосом, т. е. перестановка штока *1*, может осуществляться и с помощью традиционного центробежного регулятора или, ввиду незначительности необходимого усилия, через процессорно-механическое устройство.

Рассмотренная схема применима и для распределительного топливного насоса. Однако наиболее эффективным представляется использование такой схемы и для насос-форсунок. В данном варианте шток *7*, к которому шарниром *12* присоединен механизм управления подачей, связан со штоками остальных насос-форсунок посредством синхронизирующего вала *13* с зубчатыми шестернями всех штоков.

При этом конструктивно шестерни *6*, установленные на синхронизирующем валу *13*, выполнены с зубчатыми венцами, имеющими незначительную конусность, которая в сочетании с клеммовым соединением шестерен с валом *13* позволяет, смещая венцы вдоль вала, регулировать (выбирать) зазор зацепления их с рейками, а разворот относительно оси вала осуществляется регулированием (коррекцией) положения штоков секций насос-форсунок между собой.

УДК 662.6/.8

Углерод отработавших газов и водород из воды как дополнительное топливо для ДВС

Канд. техн. наук В.Г. НЕКРАСОВ

Национальная инженерная академия Республики Казахстан

В статье "Зеленый" автомобиль" (см. "АП", 2006, № 9) рассказано о технологии извлечения углерода в твердом виде из диоксида углерода отработавших газов. Но при ее реализации неизбежно возникнет проблема удаления порошка сажи из системы выделения углерода. Ведь хотя сажа и соответствует техническим условиям резинотехнической промышленности, ее сбор и применение, тем более по рассмотренной технологии на ее начальном этапе на отдельных транспортных средствах, исключает этот путь. В связи с чем неплохо бы найти способ утилизации уловленного углерода, и желательно — непосредственно на автомобиле.

Автомобилестроителям такой способ не известен. Но он уже длительное время применяется в других отраслях промышленности, например, при газификации твердого топлива, в первую очередь, кокса по схеме получения так называемого водяного газа, которая включает две реакции углерода с водяным паром: $C + H_2O = CO + H_2 + 131{,}315$ кДж/моль и $CO + H_2O = H_2 + CO_2 - 42{,}139$ кДж/моль. Первая из них, как видим, сильно эндотермическая, а вторая — слабо экзотермическая.

Из этих уравнений, очевидно, алгебраическим путем можно получить уравнение $CO_2 + C = 2CO + 173{,}508$ кДж/моль и общее соотношение $C + 2H_2O = CO_2 + 2H_2 + 89{,}122$ кДж/моль. Кроме того, предположить, что в зависимости от условий процесса могут иметь место и последующие реакции между монооксидом углерода и водородом с образованием углеводородов и других продуктов.

Примерно эквимолярную смесь монооксида углерода и водорода, получаемую по первой из перечисленных четырех реакций, называют водяным, или голубым, газом.

Первая ("углерод—водяной пар") и третья ("углерод + диоксид углерода") реакции конкурируют друг с другом, а при температурах выше 1500 K (1227 °C) их скорости становятся приблизительно одинаковыми. Но при температуре менее 1000 K (727 °C) первая реакция идет намного быстрее второй.

Водяной газ образуется в газогенераторах различных конструкций. Однако наиболее распространенная из них работает по следующей схеме.

Чтобы достичь требуемой для реакции температуры, в слой твердого топлива, находящегося в реакционной зоне реактора, при 750—1350 K, или 477—1077 °C, направляют воздух. Дымовые газы при этом отводят в дымовую трубу, а когда слой угля раскалится, подачу воздуха прекращают, и вместо него поступает водяной

пар. Вначале образующийся водяной газ, смешанный с дымовыми газами, сбрасывают в трубу, а когда система продута, чистый водяной газ подают в газовую магистраль потребителя.

Далее слой горячего угля постепенно снижает свою температуру, и когда она приблизится к 750 К (477 °С), перекрывают газовую магистраль, дымовую трубу открывают и в реакционную зону снова идет воздух для разогрева слоя.

Имея несколько секций газогенератора, таким образом можно получать водяной газ непрерывно.

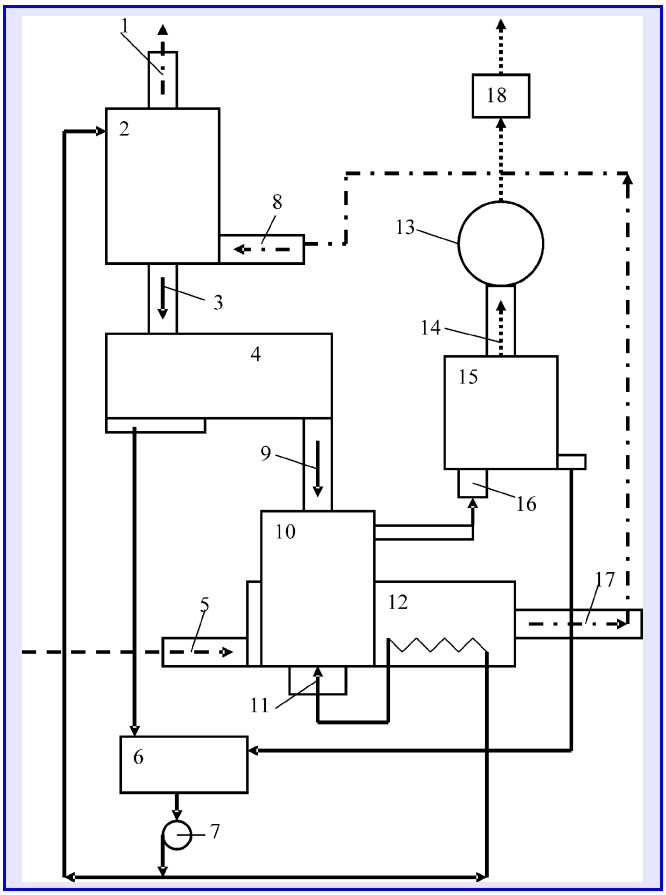
Возникает вопрос: а нельзя ли использовать подобные схемы и на автомобиле? Чтобы ответить на него, рассмотрим некоторые характеристики процесса газификации кокса, т. е. продукта, состоящего практически полностью из углерода. При этом учтем, что при газификации кокса пар обычно подается с двукратным превышением его стехиометрического расхода, следовательно, степень его разложения составит 50 %; расход тепловой энергии на 1 кг водяного газа — 418,7 Дж (1000 ккал), выход такого газа — 1,5 нм^3/кг, низшая его теплопроводность — 10 467 Дж/кг^3 (2500 ккал/м^3).

В водяном газе, полученном из кокса, присутствуют сероводород и азот. Но поскольку мы в дальнейшем будем рассматривать газификацию углерода, полученного из дымовых газов, т. е. практически чистого углерода, таких составляющих в нем не будет. Другими словами, в данном газе могут быть лишь монооксид и диоксид углерода, водород и метан (CH_4).

В реальных установках (газогенераторы Лурги, Винклера) диоксида углерода содержится 20—30 %, метана — до 8—12, монооксида углерода 17—47, водорода — 37—41 %.

Но поскольку нас интересует водяной газ в чистом, так сказать, виде, то сопоставим характеристики горючих компонентов именно такого газа с аналогичными характеристиками бензина. Причем сделаем это при нормальных условиях, т. е. при температуре 288 К (15 °С) и атмосферном давлении, равном 0,1 МПа (760 мм рт. ст).

Результаты сопоставления приведены в таблице. Из нее следует, что по своим физико-энергетическим свойствам, в том числе антидетонационным, водяной газ, получаемый из сажи, вполне можно использовать в качестве топлива для автомобильных ДВС. Однако рассмотренная выше импульсная технология его получения вряд ли применима на автомобиле. Нужна другая технология. И она есть и тоже внедрена в промышленности. Это газогенераторы с внешним обогревом реакционной зоны, рабочий цикл которых непрерывный. Источник же теплоты для такого обогрева на автомобиле есть — отработавшие газы двигателя. Тем более что расчеты показывают: данной теплоты вполне достаточно, чтобы обеспечить температуры, необ-



Блок-схема технологии выделения углерода (сажи) из отработавших газов ДВС и его возврата в рабочий цикл:

1 — сброс отработавших газов, освобожденных от углерода, в атмосферу; *2* — аппарат улавливания углерода из его двуоксида, содержащегося в отработавших газах; *3* — водно-углеродная смесь; *4* — фильтр для отделения углерода от воды; *5* — отработавшие газы ДВС; *6* — водяной бак; *7* — водяной насос; *8* и *17* — газы ДВС после теплообменника; *9* — влажный углерод; *10* — газификационная камера (T = 773—973 К, или 500—700 °С); *11* — водяной пар на дутье; *12* — система выпуска (газовый коллектор, глушитель); *13* — газовый компрессор; *14* — сухой газ; *15* — накопитель-охладитель водяного газа; *16* — шлюз для отделения реакционных камер от накопителя газа; *18* — форсунка-дозатор газа

Топливо или его компонент	Плотность		Низшая теплотворная способность		Теплотворная способность горючей смеси при α = 1, кДж/м^3 (ккал/м^3)	Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива в составе горючей смеси, м^3/м^3	Температура вспышки, К (°С)	Октановое число
	в состоянии газа, кг/м^3	в жидком состоянии, кг/л	в состоянии газа, Дж/м^3 (ккал/м^3)	в жидком состоянии, Дж/л (ккал/кг)				
Бензин	5,08	0,74	212 689 (50 800)	43 960 (10 500)	3558 (850)	58,60	743—803 (470—530)	76
Водород	0,09	—	10 228 (2443)	119 964 (28 653)	3077 (735)	2,38	773—873 (500—600)	70
Монооксид углерода	1,25	—	12 037 (2875)	10 400 (2484)	3558 (850)	2,38	898—948 (625—675)	100

ходимые для преобразования всей сажи, которую можно выделить из отработавших газов, в водяной газ. Причем полученного газа будет вполне достаточно, чтобы заместить до 14 % жидкого топлива, т. е. на те же 14 % улучшить топливную экономичность автомобиля. При этом выбросы диоксида углерода составят всего лишь 10 % от значений для обычного ДВС той же мощности, а расход воды будет вполне приемлемым.

Газогенератор с внешним обогревом пригоден и с точки зрения его габаритных размеров: реакционная камера может выполняться цилиндрической, диаметром 30 мм.

Таких камер в зависимости от мощности двигателя может быть от одной до нескольких. Но их общий диаметр не превысит аналогичного размера глушителя системы выпуска отработавших газов двигателя.

Таким образом, на поставленный выше вопрос ответ должен быть только положительным: процесс утилизации выделенного из отработавших газов углерода реализовать на автомобильном двигателе по давно освоенной в некоторых отраслях промышленности технологии газификации твердого топлива по непрерывной схеме получения водяного газа особого труда не представляет. При этом будет происходить не только утилизация выделенного твердого углерода (сажи), но и вовлечение водорода из воды в рабочий цикл ДВС.

В использовании водяного газа в двигателе есть, разумеется, и свои особенности. Основная из них вытекает из свойств водяного газа и состоит в том, что из его двух горючих составляющих, монооксида углерода и водорода, для сгорания требуется сравнительно небольшое (2,38 м^3) количество воздуха. Но водяной газ, полученный из углерода отработавших газов, способен выделить 14 % энергии, которую дает бензин на номинальном режиме работы ДВС. Правда, для этого водяного газа потребуется больше, поскольку его энергоемкость ниже. В частности, по данным таблицы легко подсчитать: для извлечения тех же 14 % энергии смесь "воздух—водяной газ" должна занять 44 % объема камеры сгорания. Следовательно, если воздушный заряд сохранится таким же, что в случае одного бензина, то на сжигание бензина останется лишь 56 % воздуха. Значит, последнего в цилиндр нужно будет подавать больше, иначе смесь получится переобогащенной.

Вторая особенность добавки газа в цилиндры ДВС — высокое содержание в нем водорода, который в смеси с воздухом легко воспламеняется, имеет высокую скорость распространения пламени. В связи с чем водород водяного газа будет выполнять роль инициатора воспламенения и сгорания топлива. Что позволит в качестве основного жидкого топлива в обычных двигателях с принудительным зажиганием применять более тяжелые жидкие топлива (естественно, после пуска и прогрева двигателя на бензине и после начала работы системы газификации углерода).

Для ввода водяного газа в двигатель потребуются специальные газовые форсунки, но это не проблема: опыт ввода в цилиндры ДВС газообразного топлива по схеме внутреннего смесеобразования в двигателестроении накоплен уже достаточно большой.

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 629.488.27

Стенд для диагностирования АТС

Д-р техн. наук А.И. ФЕДОТОВ, канд. техн. наук А.Г. ОСИПОВ

Иркутский ГТУ

Применяемые в настоящее время стенды контроля тормозных систем автомобилей рассчитаны на начальную скорость торможения последних на уровне 2—7 км/ч. Что, понятно, не соответствует реальным процессам торможения. Кроме того, при таких малых скоростях не срабатывает антиблокировочная система (АБС), нижний порог которой равен, как известно, 15 км/ч. В результате получается, что стендовый эксперимент не гарантирует безопасности АТС.

Такова реальность. Чтобы исключить, свести к нулю, ошибки стендовых измерений, на кафедре "Автомобильный транспорт" Иркутского государственного технического университета разработали и изготовили принципиально новый компьютерный стенд с беговыми барабанами модульного типа (рис. 1). Стенд, который позволяет с высокой степенью достоверности диагностировать тормозные системы любых современных автомобилей, в том числе оборудованных АБС.

Рис. 1. Общий вид стенда с диагностируемым автомобилем

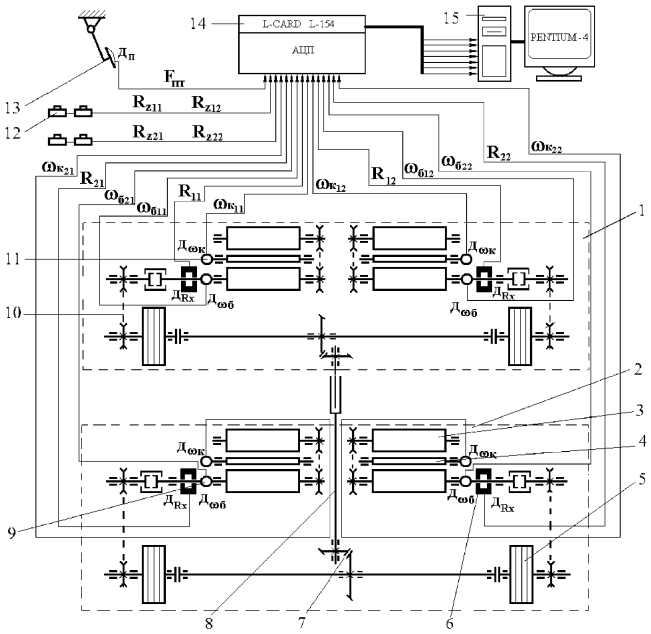


Рис. 2. Структурная схема тормозного стенда:
1 и *2* — неподвижная и подвижная платформа соответственно; *3* — опорные ролики; *4* — следящие ролики; *5* — маховики; *6* — магнитострикционные датчики; *7* — конические передачи; *8* — шлицевой кардан; *9* — датчики угловых скоростей опорных роликов барабанов; *10* — цепная передача; *11* — датчики угловых скоростей колес; *12* — датчики нагрузки на колеса; *13* — датчик усилия на педали; *14* — аналого-цифровой преобразователь; *15* — компьютер

Стенд состоит (рис. 2) из двух платформ-модулей — подвижной *2* в продольном направлении, которая обеспечивает изменение геометрических параметров стенда в зависимости от базы диагностируемого автомобиля, и неподвижной *1*. Каждая из платформ, в свою очередь, содержит следящие ролики *4*, маховики *5* и две пары опорных роликов *3*. Вращающиеся элементы привода платформ соединены шлицевым карданом *8*. В результате все маховики и опорные ролики стенда могут вращаться только с одинаковыми скоростями.

На входных валах опорных роликов *3* предусмотрены магнитострикционные датчики *6*, предназначенные для измерения сил на колесах, и импульсные датчики *9*, измеряющие угловые скорости опорных роликов. При этом магнитострикционные датчики установлены на двух не нагруженных силами подшипниках, благодаря чему решена проблема влияния зазоров в подшипниках роликов *3* на результаты измерения сил.

Следящие ролики *4* также имеют импульсные датчики *11*, позволяющие контролировать частоты вращения колес автомобиля. Под каждой платформой располагаются датчики *12* нагрузки на колеса. Кроме того, стенд имеет устройство *13* для определения усилия на тормозной педали.

Стенд работает следующим образом.

Колеса диагностируемого автомобиля устанавливаются на опорные ролики *3*. Затем с помощью подвижной платформы *2* центрируют его, запускают двигатель и включают одну из передач. Ведущие колеса автомобиля приводят во вращение опорные ролики одной из платформ, которые передают крутящий момент через цепные передачи *10*, конические передачи *7* и кардан *8* к опорным роликам другой платформы. Автомобиль "разгоняют" до начальной скорости диагностирования (40—80 км/ч), и маховики стенда накапливают значительную кинетическую энергию.

После разгона выполняется торможение колес автомобиля. При этом тормозные силы действуют на опорные ролики *3*, стремясь остановить их вращение. Одновременно накопившие кинетическую энергию маховики *5* передают инерционные моменты на входные валы опорных роликов, в результате чего последние испытывают напряжения кручения, пропорциональные тормозным силам на колесах автомобиля. Эти напряжения измеряют магнитострикционные датчики *6* и передают их значения на вход аналого-цифрового преобразователя *14* и далее в персональный компьютер *15*. В то же время импульсные датчики *9* измеряют угловые скорости опорных роликов *3*, а аналогичные датчики *11*, установленные на валах следящих роликов *4*, определяют текущие значения угловых скоростей колес автомобиля.

По полученным таким образом значениям угловых скоростей опорных и следящих роликов компьютер вычисляет проскальзывание колес автомобиля относительно поверхностей опорных роликов, а устройства *12* определяют нагрузки на каждом колесе и передают соответствующие сигналы в аналого-цифровой преобразователь *14*, а из него — в компьютер, который рассчитывает интегральные показатели процесса торможения: среднее реализованное значение удельной тормозной силы при торможении с АБС и среднее за время торможения значение проскальзывания колес автомобиля.

Управление стендом, измерение диагностических параметров, их обработка, постановка диагноза, печать протокола испытаний (диагностической карты) осуществляются с помощью компьютера.

Рассмотренный стенд конструкции Иркутского ГТУ обладает рядом несомненных преимуществ перед существующими стендами аналогичного назначения. Он позволяет диагностировать все тормозящие колеса автомобиля одновременно; обеспечивает высокую (40 км/ч и более) начальную скорость торможения, не требуя значительного увеличения мощности привода стенда; дает возможность перераспределять нагрузки между осями автомобиля при торможении; частота вращения опорных роликов изменяется по тому же закону, что и скорость тормозящего автомобиля; все опорные ролики в процессе торможения вращаются синхронно; в силовой цепи на участке от точки приложения тормозной силы до измерительного датчика очень мало узлов трения; у стенда небольшие погрешности измерения временных и кинематических параметров, обусловленные крутильными колебаниями колес автомобиля и элементов собственной конструкции; он оборудован системой визуального контроля графиков изменения тормозных сил, угловых скоростей и проскальзывания, а также удельной тормозной силы каждого тормозящего колеса в отдельности; стенд позволяет количественно оценивать эффектив-

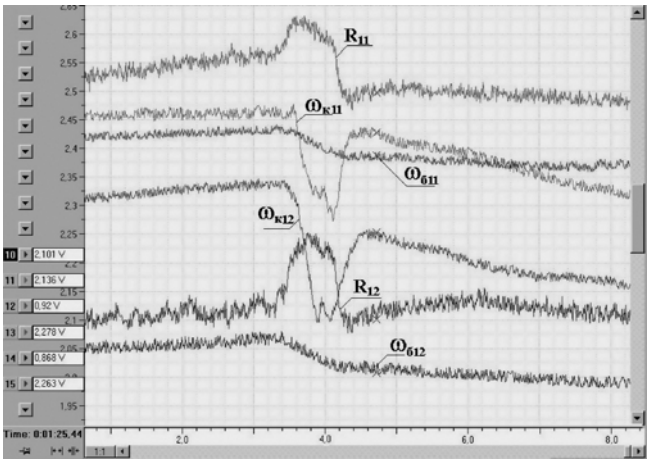


Рис. 3. Фрагмент записи процесса торможения легкового автомобиля "Тойота Королла"

ность и устойчивость при торможении автомобилей, оснащенных АБС, а также диагностировать тормозную систему за одну установку автомобиля, что сокращает время, затрачиваемое на эту процедуру, как минимум вдвое. Немаловажно и то, что приводится он от силовой установки исследуемого автомобиля.

О возможностях данного стенда можно судить по рис. 3, на котором в качестве примера приведен фрагмент записи процесса торможения легкового автомобиля "Тойота Королла" со скорости 40 км/ч и при нагрузке на колесо, равной 4360 Н, или 444 кгс. На нем: R_{11} и R_{12} — продольные реакции на опорных роликах соответственно левого и правого колес; $\omega_{б11}$ и $\omega_{б12}$ — частоты вращения левого и правого опорных роликов барабанов; $\omega_{к11}$ и $\omega_{к12}$ — частоты вращения левого и правого колес автомобиля.

Технические характеристики стенда:

Начальная скорость торможения колес, км/ч	40—80
Масса, кг:	
стенда	1360 × 2
диагностируемых автомобилей	600—3000
Погрешность измерения, % не более:	
тормозных сил	2,5
нагрузки на ось	2,0
угловых скоростей	2,5
Габаритные размеры в сборе, мм	3443×3258 (4258)×493
Питание	Переменный ток 50 Гц, 220 В

К сказанному выше следует добавить, что авторы ставили перед собой цель создать именно тормозной стенд, для чего провели значительный объем аналитических и экспериментальных исследований. Однако получившаяся в результате конструкция, как оказалось, позволяет не только диагностировать современные тормозные системы, но и автомобильные силовые установки. Например, очень хорошие результаты получены при диагностировании автомобилей с автоматическими коробками передач: удалось контролировать распределение тяговых сил по колесам автомобиля в режиме его разгона, а также четко фиксировать моменты переключения передач.

УДК 656.052.8

Аппаратурный метод обучения водителя оптимальному управлению автомобилем

Канд. техн. наук П.П. ЕВСЕЕВ

Чтобы обеспечить высокие показатели работы автомобиля, водитель должен управлять им оптимально или, как нынче говорят, по оптимальному алгоритму. Другими словами, водитель должен уметь точно и безошибочно выполнять воздействующие на автомобиль операции. В противном случае о высокой производительности, экономичности, безопасности и комфортабельности транспортного процесса говорить бессмысленно. Поэтому каждому водителю нужно прививать стойкие навыки, умение двигаться по маршруту в течение заранее установленного времени, при минимально возможном расходе топлива автомобилем и неукоснительном выполнении требований безопасности.

Таковы требования жизни. Однако они, к сожалению, во многом не выполняются. Более того, в настоящее время иного не может и быть, потому что техническая оснащенность процесса обучения водителей практической езде на автомобиле находится на крайне низком уровне: нынешний учебный автомобиль не позволяет обучать водителей умению рационально (экономично) расходовать топливо и обеспечивать комфортабельные и безопасные режимы движения: на нем просто нет соответствующих приборов. Кроме того, нет и приборов, позволяющих объективно оценивать результаты обучения.

Таким образом, назрела необходимость решения двуединой задачи — обучения водителей оптимальному управлению автомобилем инструментальным методом, основанным на применении специальной аппаратуры, которая установлена на учебном автомобиле, и количественной оценки результатов такого обучения (уровня обученности) путем сравнения реальных показателей обучаемого с базовыми (нормированными).

Чтобы приступить к решению данной задачи, сначала нужно, очевидно, определиться с оценочными показателями. И здесь, думается, следует исходить из такого соображения.

Автомобиль, управляемый водителем, — подвижная энергетическая система производства механической энергии и, одновременно, ее использования в перевозочном процессе. Поэтому в основу количественной оценки уровня обученности водителей целесообразно заложить главные энергетические показатели работы автомобиля — его производительность и топливную экономичность.

Начнем с производительности. Общеизвестный ее показатель для любой машины или механизма — полезная работа, совершенная в единицу времени, иначе говоря, мощность. Значит, и производительность $П$ автомобиля следует оценивать полезной мощностью $N_г$, т. е. мощностью, затрачиваемой на перемещение полезного груза.

Подсчитывается она по формуле № 1 (табл. 1). Но поскольку водителя обучают, как правило, на конкретном автомобиле и в конкретных дорожных условиях, то параметры $m_г$ и ψ можно принять постоянными. Тогда полезная мощность $N_г$, а следовательно, и производительность $П$ будут зависеть лишь от скорости движения (формула № 1 превращается в формулу № 2). В качестве же итогового показателя, характеризующего среднее ($П_{ср}$) значение производительности автомобиля при проезде по маршруту длиною S за время T, следует принять среднюю скорость движения, и тогда расчетная формула № 2 приобретает вид формулы № 3.

С целью обеспечения сопоставимости результатов проезда автомобиля по маршруту с точки зрения производительности необходимо назначить базовое (нормированное) значение средней скорости проезда по маршруту и итоговый показатель $K_п$ производительности выразить в виде безразмерной величины (формула № 4).

Как видим, при таком подходе итоговый показатель производительности автомобиля характеризует способность водителя проезжать по заданному маршруту в заранее установленный промежуток времени. При отсутствии отклонения средней скорости от базовой величины (при $v_{ср} = v_{ср_б}$) показатель $K_п$ равен единице, а при его наличии — меньше единицы. Это говорит о том, что водитель не приобрел достаточных навыков движения по заданному маршруту строго в течение заранее установленного времени.

В принципе, показатель $K_п$ может оказаться и больше единицы, что означает: водитель без нарушения правил дорожного движения способен преодолевать маршрут со скоростью, превышающей среднеформативную для данного маршрута.

Общепринятый показатель, характеризующий экономичность любой машины или механизма, — его КПД: он показывает, насколько эффективно первичная энергия (топливо) превращается в полезную работу. КПД автомобиля в общем случае подсчитывается по формуле № 5, но если принять во внимание те же допущения, что и при рассмотрении производительности, а также то, что величины $H_и$ и ρ в конкретных условиях можно считать постоянными, то формула для эффективности расхода топлива может быть представлена формулой № 6, а в качестве итогового показателя, оценивающего среднее значение эффективности использования топлива при проезде по маршруту длиною S за время движения T, следует принять отношение средней ($v_{ср}$) скорости движения к средней ($G_{т_{ср}}$) величине часового расхода топлива (формула № 7).

Как видим, показатель $Э_{т_{ср}}$ представляет собой величину, обратно пропорциональную количеству топлива, израсходованного на единицу пройденного пути, и показывает, каков пробег совершил автомобиля на 1 л израсходованного топлива.

Чтобы обеспечить сопоставимость результатов проезда, здесь, как и в предыдущем случае, необходимо назначить базовое (нормированное) значение путевого расхода топлива и итоговый показатель топливной экономичности выразить в виде безразмерной величины $K_э$ (формула № 8).

Из данной формулы следует, что при $K_э = 1$ водитель обладает достаточно высокими навыками, гарантирующими экономичное функционирование автомобиля. Если $K_э < 1$, то водитель таких навыков еще не приобрел; если $K_э > 1$, то он освоил свою профессию лучше, чем "нормальный" среднестатистический водитель.

К сказанному нельзя не добавить, что $K_э$ характеризует водителя не только с точки зрения его умения обеспечить экономичное движение автомобиля, но и с точки зрения создания условий для безопасного и комфортабельного транспортного процесса. Дело в том, что расход топлива зависит от способности водителя безошибочно и точно выполнять различные операции по управлению автомобилем. Например, в интересах обеспечения безопасности движения он не должен превышать допустимую (разрешенную) скорость, и это требование полностью совпадает и с требованием экономичности, ибо, как известно, движение на больших скоростях не

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$П = N_г = m_г g \psi v$	$m_г$ — масса полезного груза; g — ускорение свободного падения; ψ — коэффициент сопротивления дороги; v — скорость автомобиля
2	$П = v$	$П$ — текущее (мгновенное) значение производительности автомобиля; v — текущее (мгновенное) значение его скорости
3	$П_{ср} = v_{ср} = \int_0^т v dt \int_0^т dt = S/T$	$П_{ср}$ — среднее значение производительности автомобиля на маршруте протяженностью S; T — время, в течение которого автомобиль проходит маршрут; $v_{ср}$ — средняя скорость движения
4	$K_п = 1 - \frac{\lvert v_{ср} - v_{ср_б} \rvert}{v_{ср_б}}$	$v_{ср_б}$ — средняя базовая (нормативная) скорость движения автомобиля на маршруте
5	$\eta_a = \frac{N_г}{H_и \rho G_т} = \frac{m_г q \psi v}{H_и \rho G_т}$	$H_и$ — низшая теплотворная способность топлива; ρ — его плотность; $G_т$ — текущее значение часового расхода топлива
6	$Э_т = \frac{v}{G_т}$	$Э_т$ — текущее значение эффективности расхода топлива
7	$Э_{т_{ср}} = \frac{v_{ср}}{G_{т_{ср}}} = \frac{S}{Q}$	$G_{т_{ср}}$ — средний часовой расход топлива на маршруте; $Q = \int_0^т G_т dt$
8	$K_э = \frac{Q_{S_б}}{Q_{S_{ср}}}$	$Q_{S_б}$ — базовый (нормативный) путевой расход топлива на маршруте; $Q_{S_{ср}}$ — среднее значение путевого расхода топлива
9	$Э_а = ПЭ_т = v \frac{v}{G_т} = \frac{v}{G_S}$	—
10	$Э_{а_{ср}} = v_{ср} \frac{v_{ср}}{G_{т_{ср}}} = \frac{v_{ср}}{G_{S_{ср}}}$	—
11	$K_а = K_п K_э$	—

только опасно, но и неэкономично, поскольку значительно возрастает доля топлива, затрачиваемого на преодоление сопротивления встречного потока воздуха.

С той же целью (выполнение требований безопасности и комфортабельности) водитель не должен допускать неравномерности движения, слишком интенсивных разгонов, резких торможений и крутых поворотов.

В процессе движения автомобиля водитель должен уметь правильно, сообразуясь с дорожными условиями, выбирать передачу в коробке передач. Например, на ровных участках дороги с хорошим покрытием использовать повышающие передачи, так как в этом случае достигается минимально возможный расход топлива; в интересах обеспечения безопасности движения при преодолении подъемов включать понижающую передачу — ту, на которой будет преодолен подъем без переключения передач, потому что вынужденная остановка на подъеме может создать опасную ситуацию; по раскисшей грунтовой дороге, песку — двигаться на низшей передаче, не допуская остановок, крутых поворотов и переключения передач. Причем для перечисленных условий движения требования безопасности и экономичности совпадают.

Таким образом, только при точном (правильном) пользовании коробкой передач одновременно выполняются требования и экономичности, и безопасности. Иначе говоря, водитель, который при проезде по маршруту достигает минимально возможного расхода топлива, в то же время гарантирует и высокие уровни безопасности и комфортабельности движения.

Однако показатель расхода топлива не может, к сожалению, в полной мере характеризовать качество функционирования автомобиля в целом. Потому что для автомобилей, перемещающихся по хорошей, ровной, прямой дороге на наивысшей передаче, максимальная величина $K_э$ приходится на слишком малые скорости: для грузовых автомобилей это 25—35, а для легковых — 35—40 км/ч. Естественно, движение автомобилей с такими скоростями резко снижает их производительность. Поэтому рекомендовать водителям ради экономии топлива строго придерживаться таких низких значений скорости, было бы ошибочно. Нужен другой вариант, при котором получаются достаточно высокие результаты как с точки зрения топливной экономичности, так и производительности.

Другими словами, экономичность движения автомобиля необходимо рассматривать в совокупности с его производительностью, т. е. найти приемлемую формулу связи между показателями "производительность" и "экономичность".

Из анализа следует: связь лучше всего выразить произведением, которое можно назвать показателем $Э_а$ эффективности функционирования автомобиля. Его абсолютные мгновенное (текущее) и среднее (итоговое) значения, исходя из сказанного выше, будут выражать формулы № 9 и 10, а относительное ($K_а$) — формула № 11.

Входящие в формулу № 11 два частных показателя, $K_п$ и $K_э$, влияют на совокупный показатель $K_а$ независимо друг от друга. Поэтому при оценке профессионального мастерства водителя с помощью $K_а$ однозначно можно считать: уровень подготовки выше у того водителя, у которого одновременно будут высокими $K_п$ и $K_э$. Причем в общем случае значение $K_а$ может быть равно единице, меньше или больше единицы. При этом случай, когда $K_а < 1$, соответствует низкому уровню подготовки водителя; при $K_а = 1$ подготовку можно считать хорошей, а при $K_а > 1$ — отличной.

Для реализации рассмотренного подхода нужен, в общем, не очень большой набор аппаратуры: указатель (индикатор) мгновенного (текущего) значения расхода топлива (УМРТ); датчики расхода топлива и скорости движения; электронный блок регистрации, обработки и отображения данных, снабженный датчиком времени. Кроме того, к комплекту аппаратуры должны прикладываться методические материалы, полностью соответствующие назначению и области применения самой аппаратуры (методика обучения, выбор и обоснование оценочных показателей, назначение оценочной шкалы, выбор маршрута, определение базовых величин и др.). Перечисленного вполне достаточно, чтобы выполнять следующие четыре функции: рассчитывать и отображать на УМРТ мгновенное (текущее) значение часового расхода ($G_т$) топлива в процессе движения автомобиля; рассчитывать и отображать на дисплее электронного блока параметры и оценочные показатели функционирования автомобиля ($S = \int_0^T v dt$; $T = \int_0^T dt$; $v_{ср} = S/T$; $Q = \int_0^T G dt$; $Q_{S_{ср}} = Q/S$; $K_п = 1 - \frac{|v_{ср} - v_{ср_б}|}{v_{ср_б}}$; $K_э = Q_{S_б}/Q_{S_{ср}}$ и $K_а = K_п \cdot K_э$); осуществлять ввод в аппаратуру и воспроизводить на дисплее установленные заранее (с учетом конкретного автомобиля и конкретных дорожных условий обучения водителей) базовые (нормированные) величины $v_{ср_б}$ и $Q_{S_б}$; рассчитывать и выводить на дисплей оценочный балл (табл. 2).

Приведенная в табл. 2 шкала получена, исходя из следующих соображений.

Как показывает опыт, для наиболее подготовленных водителей при проезде по испытательному маршруту отклонения значений частных показателей $K_п$ и $K_э$ от единицы, как правило, не превышают 5 %. Это дает основание считать, что водитель, у которого $K_а \geqslant 0{,}9$, значения $K_п$ и $K_э$ не ниже 0,95. То есть он наиболее полно отвечает современным требованиям к уровню подготовки и заслуживает наивысшей оценки.

У водителя с $K_а = 0{,}9 \div 0{,}7$ значения $K_п$ и $K_э$ могут варьироваться в пределах 10—15 %, что, по мнению практиков, вполне допустимо, поэтому и выставляются 4 балла ("хорошо"). У водителя же с $K_а < 0{,}5$ $K_п$ и $K_э$ могут отклоняться от единицы на 30 % и более, что недопустимо.

Подход к реализации аппаратурного метода обучения водителей оптимальному управлению автомобилем должен быть, по мнению автора, примерно таким.

1. Обучение ведется на заранее выбранном (нормированном) маршруте, протяженность которого должна составлять не менее 2—3 км: она необходима для набора определенного объема данных о параметрах движения автомобиля. Что позволяет сводить к минимуму роль случайных факторов, влияющих на показатели работы обучаемого на маршруте, и тем самым даст возможность более объективно оценивать обучаемого.

2. Поскольку обучение целесообразно сочетать с количественной оценкой его результатов, то каждый обучаемый должен как минимум трижды проехать по маршруту — контрольный, учебный и оценочный (зачетный) проезды.

Обучающий (инструктор) всегда должен находиться в автомобиле рядом с обучаемым.

3. Цель контрольного проезда — оценка начального (исходного) уровня обученности водителя управлять автомобилем, поэтому инструктор не вмешивается в действия обучаемого, а лишь наблюдает за его работой. Обучаемый управляет автомобилем без использования УМРТ (прибор выключен). В процессе проезда по маршруту аппаратура автоматически регистрирует параметры движения автомобиля и рассчитывает $K_а$. На основании величины $K_а$ и наблюдений за работой обучаемого инструктор анализирует действия водителя, называет слабые стороны и недостатки, на которые необходимо обратить особое внимание при выполнении следующего — учебного проезда.

Таблица 2

Величина интегрального показателя	Оценочный балл	Оценка
$K_а \geqslant 0{,}9$	5	Отлично
$0{,}9 > K_а \geqslant 0{,}7$	4	Хорошо
$0{,}7 > K_а \geqslant 0{,}5$	3	Удовлетворительно
$K_а < 0{,}5$	2	Неудовлетворительно

4. Учебный проезд предназначен для обучения водителя. При его выполнении порядок пользования аппаратурой тот же, что и при контрольном проезде. Отличие заключается лишь в том, что инструктор в процессе движения может оперативно вмешиваться в действия обучаемого, подсказывать ему правильные действия, оказывать помощь в овладении теми или иными приемами управления. Кроме того, с целью повышения эффективности обучения водитель не только имеет возможность, но и должен пользоваться УМРТ.

В процессе учебного проезда обучаемый, сообразуясь с дорожной обстановкой, каждый раз должен выбирать такой режим движения, чтобы средняя скорость в точности соответствовала базовому (нормированному) ее значению, а путевой расход топлива был минимально возможным для данного маршрута.

По завершении учебного проезда тоже проводится его разбор.

По результатам учебного проезда обучаемый убеждается в полезности УМРТ, поскольку с работающим устройством он более рационально расходовал топливо, чем в том случае, когда устройство было отключено.

На основании оценочных показателей, полученных при учебном проезде, и наблюдений за работой обучаемого в процессе осуществления учебного проезда инструктор также анализирует действия обучаемого, указывает слабые стороны и недостатки, на которые необходимо обратить внимание.

5. При зачетном проезде обучаемый, повторяя стиль езды, выработанный в процессе учебного проезда, должен доказать, что он способен оптимально управлять автомобилем и без использования УМРТ.

6. Результаты обучения инструктор заносит в специальную ведомость, в которой указывается оценка и, при необходимости, рекомендации о дальнейшей работе с водителем по повышению его уровня обученности.

Рассмотренный метод обучения или дообучения водителей позволит достигнуть больший экономический и социальный эффект, поскольку водители, получившие необходимые навыки вождения на учебном автомобиле, который оборудован специальной аппаратурой, при работе в реальных условиях и заданной производительности будут обеспечивать экономию топлива и, безусловно, гораздо реже становиться участниками ДТП.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.7.003.12

Оценка наследуемого механического состояния металла методом акустической структуроскопии

Д-р техн. наук В.Ю. БЛЮМЕНШТЕЙН

Кузбасский ГТУ

Механика технологического наследования базируется на представлениях о жизненном цикле и непрерывности процессов накопления деформаций и исчерпания запаса пластичности металла в поверхностном слое деталей машин при механической обработке и эксплуатации. При этом каждая операция механической обработки или последующей эксплуатации выделяется как стадия нагружения, которая создает очаг деформации, формирующийся под воздействием режима нагружения, адекватно описывающий состояние поверхностного слоя и являющийся носителем наследственной информации: его форма, размеры и состояние полностью и адекватно определяются ранее накопленными (наследуемыми) свойствами. Стадии нагружения разбиваются на ряд этапов квазимонотонной деформации, которые определяют закономерности накопления и залечивания дефектов в металле поверхностного слоя детали.

На производственных и эксплуатационных стадиях жизненного цикла, включая резание, поверхностное пластическое деформирование и эксплуатационное многоцикловое нагружение, происходит непрерывное накопление пластических деформаций, постепенное исчерпание запаса пластичности, возникают и трансформируются остаточные напряжения и формируется поверхностный слой с определенными наследуемыми свойствами. При накоплении предельных деформаций и полном исчерпании запаса пластичности металла в поверхностном слое детали возникает несплошность в виде трещины, поведение которой в дальнейшем описывается в категориях механики разрушения.

Интенсивность протекания этих явлений зависит от программ нагружения металла, представляющих собой зависимость степени деформации сдвига Λ от показателя схемы напряженного состояния Π в виде $\Lambda = \Lambda(\Pi)$, а с учетом истории процесса пластической деформации — в виде $\Lambda = \Lambda(\Pi(t))$. Программы нагружения оцениваются на основе расчета напряженно-деформированного состояния очага деформации и определяются, в свою очередь, режимами обработки и эксплуатации деталей машин.

Технологическое наследование представляется в категориях ненаследуемой (залечиваемой, непереносимой, обратимой) и наследуемой (незалечиваемой, переносимой, необратимой) поврежденностей или в категориях степени исчерпанного и остаточного запаса пластичности Ψ.

При этом степень исчерпания запаса пластичности металла определяют с помощью различных феноменологических критериев поврежденности, деформируемости или пластичности, общим для которых является представление их в виде интегрального соотношения накопленных и предельных свойств. Анализ показал, что задачам технологического наследования в наибольшей мере отвечает критерий, предложенный Ю.Г. Калпиным и Ю.К. Филипповым; при этом данный критерий учитывает историю нагружения металла и рассчитывается по формуле № 1 (табл. 1).

Использование деформационных критериев для комплексной оценки состояния поверхностного слоя позволяет не только проследить за накоплением в нем повреждений, но и количественно оценить влияние накопленной поврежденности на процесс зарождения и развития усталостной трещины. Однако сложность и высокая трудоемкость определения этих параметров методами делительных сеток, линий скольжения, конечных элементов и других ограничивает возможность использования разработанного феноменологического подхода на практике. Кроме того, физический характер процессов, происходящих в металле детали, не позволяет задействовать традиционные методы контроля качества поверхностного слоя.

В то же время такие физические параметры, как Λ и Ψ, позволяют оценивать наследуемое состояние металла поверхностного слоя на каждой стадии жизненного цикла детали физическими же методами контроля.

К числу информативных относят ультразвуковой метод; его применение, в свою очередь, требует определения взаимосвязей параметров ультразвуковых сигналов с феноменологическими параметрами упрочненного поверхностного слоя и идентификации параметров упрочнения и исчерпания запаса пластичности в категориях этих физических сигналов.

К настоящему времени сложились устойчивые представления о влиянии различных параметров физико-механического состояния металла на параметры ультразвуковых сигналов. Например, скорость продольных и сдвиговых объемных волн, поляризованных вдоль или поперек текстуры, зависит от трещиностойкости, твердости, предела текучести, предела временного сопротивления разрыву и ударной вязкости исследуемого материала, от физико-механического состояния металла. От физико-механического состояния металла зависит также и скорость распространения поверхностных волн (Рэлея).

С целью определения указанных взаимосвязей провели специальные исследования на базе портативной многофункциональной системы "Астрон", в основу работы которой положен современный спектральный импульсный метод акустической структурометрии. Данная система выполняет две специальные функции. Во-первых, с помощью датчика поверхностных волн (рэлеевского датчика) контролирует механические характеристики, коррелирующие с величиной скорости распространения поверхностных волн в материале объекта. Во-вторых, с помощью датчика затухания объемных волн (объемного датчика) следит за механическими характеристиками, коррелирующими с величиной коэффициента затухания объемных волн в материале объекта.

В системе использовался режим виртуального осциллографа и спектрального анализатора, когда акустический параметр, коррелирующий с контролируемой механической характеристикой, заранее неизвестен, и корреляция устанавливается в процессе выполнения исследований. Аппаратная часть системы "Астрон" предназначена для подробной регистрации всей серии отраженных акустических импульсов, программная

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Psi = \Psi_1 + \Psi_2 = n\varphi_0 \int_0^{\Lambda k} \Lambda_i^{n-1} d\Lambda + \left(\int_0^{\Lambda k} \frac{d\Lambda}{\Lambda_p} - \varphi_0 \int_0^{\Lambda k} \Lambda_i^{n-1} d\Lambda \right)$	Ψ_1 — составляющая, зависящая от напряжения текучести или накопленной деформации; Ψ_2 — составляющая, зависящая от пластичности металла в условиях $\Pi = \text{const}$; Λ_i и Λ_p — накопленная и предельная степень деформации сдвига при данном показателе схемы напряженного состояния Π; n — коэффициент деформационного упрочнения; φ_o — коэффициент, определяемый на основе испытаний на пластичность
2	$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_0^2 x = x + \frac{rx}{b_0} + \frac{\beta x^2}{b_0} = 0$	$\delta = \frac{\beta}{b_0}$ — коэффициент затухания; $\omega_0 = \sqrt{\frac{\beta}{b_0}}$ — циклическая частота свободных колебаний системы в отсутствии трения
3	$x(t) = A_0 e^{-\delta t} \sin(\omega t + \varphi_0)$	A_0 и φ_0 — постоянные, определяемые из начальных условий; $\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}$ — собственная циклическая частота колебаний диссипативной системы; $A_0(t) = A_0 e^{-\delta t}$ — амплитуда затухающих колебаний, значения которой для моментов времени t, $t + \Delta t$, $t + 2\Delta t$ и т. д. образуют убывающую геометрическую прогрессию, знаменатель которой равен $e^{-\delta \Delta t}$
4	$A_0 = 100{,}11 \exp(-1{,}53\Lambda)$	—
5	$A_0 = -90{,}55 \exp(-1{,}27\Lambda)$	—
6	$A_0 = 100{,}11 \exp(-1{,}26\Psi)$	—
7	$A_0 = -90{,}56 \exp(-1{,}05\Psi)$	—
8	$S^+ = 8{,}35 \exp(-0{,}68\Lambda)$	—
9	$S^- = 9{,}29 \exp(-0{,}82\Lambda)$	—
10	$S_{\max} = 28{,}38 \exp(-0{,}61\Lambda)$	—
11	$S_{\min} = 27{,}56 \exp(-0{,}54\Lambda)$	—

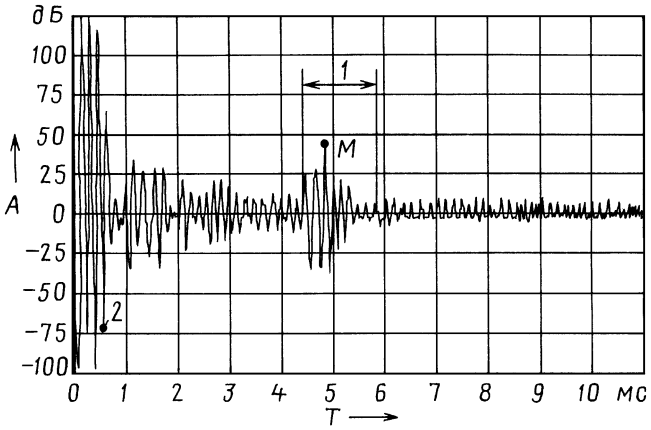


Рис. 1. Полная осциллограмма ультразвукового сигнала:
1 — излучаемый сигнал; *2* — принятый сигнал

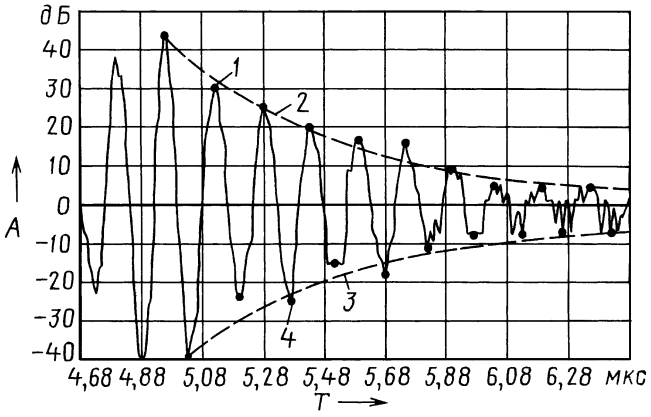


Рис. 2. Максимумы (1), минимумы (4), линии максимумов (2) и минимумов (3) амплитуд принятого затухающего ультразвукового сигнала

часть — для их обработки. Первичная акустическая информация из первой части во вторую передается последовательным, с определенным шагом дискретизации, преобразованием осциллограммы отраженных импульсов, начиная с момента зондирования исследуемого материала и до прихода *n*-го отраженного импульса.

Процедура оценки физико-механических характеристик металла предполагает выбор акустических параметров, чувствительных к изменению физико-механических характеристик металла диагностируемых элементов; установление функциональных или корреляционных связей акустических параметров металла с его физико-механическими характеристиками в ходе обучающих экспериментов; оценку физико-механических характеристик металла на изучаемом образце.

В ходе исследований в качестве исходных данных были взяты осциллограммы, представляющие собой значения амплитуд УЗ-сигнала, следующие через 10 нс (рис. 1). Из этих осциллограмм выделяли принятый системой сигнал, время начала которого соответствовало времени появления сигнала с максимальным значением амплитуды принятого импульса (точка *M*), а время окончания — моменту затухания сигнала. Для выделенных таким образом сигналов определяли координаты точек с указанной выше дискретностью, включая характерные максимумы и минимумы (рис. 2).

Для обработки ультразвуковых сигналов использовали методы математической статистики и математический аппарат теории затухающих колебаний, согласно которым дифференциальное уравнение малых затухающих колебаний системы имеет вид формулы № 2. Если $\delta < \omega_0$, то система совершает затухающие колебания, описываемые уравнением № 3.

Исследования проводили в два этапа.

На первом из них изучали цилиндрические образцы металла после их стандартных испытаний на сжатие до различных степеней деформации с тем, чтобы установить требуемые взаимосвязи и выполнить тарировку ультразвуковых сигналов относительно параметров напряженно-деформированного состояния металла. В качестве образцов использовали стальные (сталь 45, ГОСТ 1050—88) цилиндры диаметром и высотой 20 мм. Исходная твердость образцов составляла 160—180 HV, точность изготовления соответствовала IT8, а шероховатость не превышала Ra1,6. Число испытанных образцов — 26, диапазон усилий пресса — от 140 до 500 кН. При этом максимальная степень деформации образцов получилась равной ~0,59.

Исследования показали, что механическое состояние материала, формирующееся при сжатии, существенно влияет на осциллограммы сигналов, записанные с помощью объемного датчика: изменяются как амплитудные, так и частотные параметры ультразвуковой объемной волны. В частности, установлено, что по мере накопления степени деформации сдвига средняя задержка между излученным и принятым ультразвуковым сигналом увеличивается; начальная амплитуда и период принятого затухающего сигнала уменьшаются.

Анализ полученных данных выявил: ввиду незначительного (не более чем на 6 %) изменения скорости ультразвука в упрочненном металле обнаружить устойчивые взаимосвязи скорости объемной волны с феноменологическими параметрами не представляется возможным.

При описании системы затухающих ультразвуковых сигналов уравнением № 3 определили численные значения параметров максимальных и минимальных амплитуд A_0 затухающих колебаний и коэффициентов δ затухания (табл. 2).

Результаты расчетов иллюстрируют также рис. 3 и 4, из которых видно, что по мере накопления деформации и исчерпания запаса пластичности металла мак-

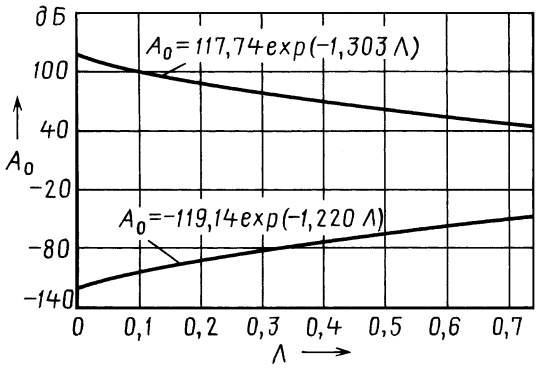


Рис. 3. Зависимость амплитуды затухающих колебаний от накопленной степени деформации сдвига

симальные значения амплитуды затухающих ультразвуковых колебаний плавно уменьшаются, а минимальные их значения, наоборот, плавно возрастают. Устойчивые же закономерности изменения коэффициента затухания δ в зависимости от деформационных параметров не выявлены, что говорит о необходимости описания в категориях базовых статистик (табл. 3).

Интересными представляются и результаты исследований влияния параметров механического состояния металла на интегральные параметры ультразвуковых сигналов. На наш взгляд, к таким параметрам можно отнести площадь *S*, описываемую положительными и отрицательными полупериодами этих сигналов (рис. 5): меньшая по величине площадь под кривой или ее частью свидетельствует о большей диссипации (затухании) и, соответственно, о большей дефектности

Таблица 2

Номер образца	Λ	Ψ	Для минимальных значений амплитуд		Для максимальных значений амплитуд	
			A_0	δ	A_0	δ
1	0,000	0,000	−120,74	−1,816	110,86	−1,884
2	0,000	0,000	−118,74	−1,617	140,18	−1,706
3	0,944	1,000	−37,39	−1,948	38,81	−1,891
4	0,034	0,041	−117,31	−1,773	115,23	−1,991
5	0,096	0,117	−120,06	−1,904	133,18	−1,846
6	0,051	0,061	−116,41	−1,978	101,84	−1,967
7	0,215	0,261	−98,72	−1,911	99,26	−1,713
8	0,088	0,107	−111,14	−2,097	99,16	−2,080
9	0,148	0,180	−99,87	−1,967	90,45	−2,040
10	0,194	0,235	−104,00	−1,943	103,27	−1,780
11	0,105	0,128	−90,11	−1,929	84,50	−2,066
12	0,105	0,128	−84,71	−1,889	86,49	−1,788
13	0,322	0,391	−98,94	−2,090	96,79	−1,881
14	0,171	0,207	−88,38	−2,303	88,05	−2,085
15	0,193	0,235	−101,787	−1,970	88,51	−1,975
16	0,256	0,310	−96,90	−2,064	98,25	−1,860
17	0,294	0,357	−84,76	−2,005	72,92	−2,067
18	0,286	0,347	−75,14	−2,169	74,10	−1,977
19	0,239	0,290	−66,95	−1,920	61,40	−2,011
20	0,726	0,881	−56,30	−1,954	55,36	−1,703
21	0,518	0,628	−68,11	−2,033	66,873	−1,838
22	0,442	0,536	−56,39	−1,893	58,67	−1,787
23	1,006	1,000	−38,19	−1,795	41,84	−1,863
24	0,738	0,896	−42,21	−2,548	37,87	−2,670
25	0,845	1,000	−40,68	−2,000	38,30	−2,271
26	1,024	1,000	−30,25	−1,633	26,58	−1,730

Таблица 3

Полупериод колебаний	Среднее значение δ	Доверительный интервал		Вариации	Среднее квадратическое отклонение	Стандартная ошибка
		−95 %	+95 %			
Положительный	−1,941	−2,024	−1,858	0,042	0,205	0,040
Отрицательный	−1,967	−2,043	−1,891	0,035	0,188	0,037

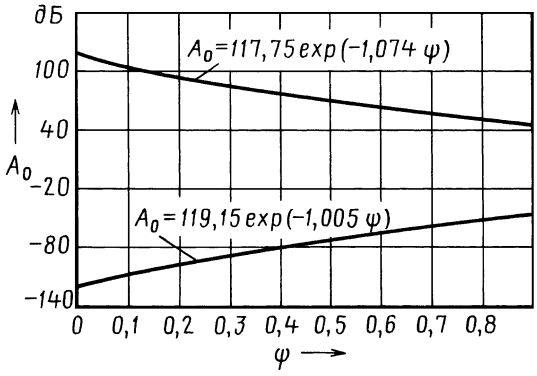


Рис. 4. Зависимость амплитуды затухающих колебаний от степени исчерпания запаса пластичности

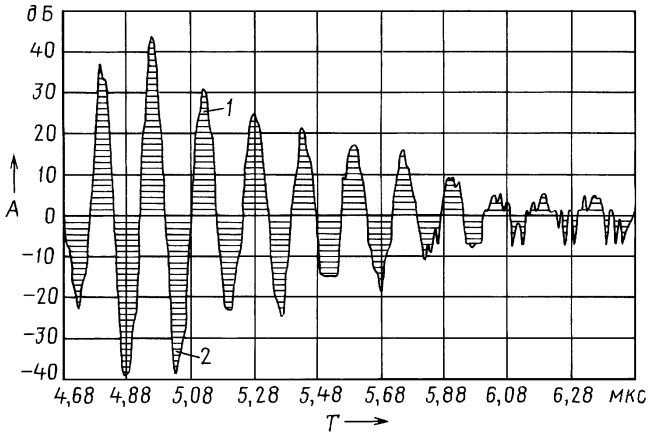


Рис. 5. Площади, описываемые положительными (1) и отрицательными (2) полупериодами ультразвуковых сигналов

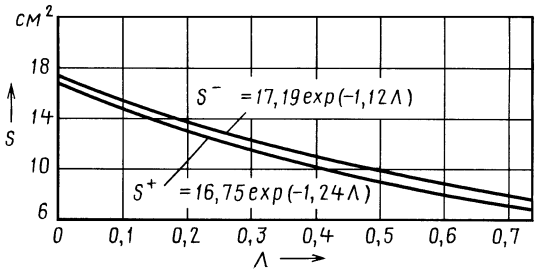


Рис. 6. Зависимости площадей, описываемых положительными (S^+) и отрицательными (S^-) полупериодами ультразвуковых колебаний, от степени деформации сдвига

металла. Но в качестве интегрального параметра также может выступать и суммарная площадь под кривой ультразвуковых сигналов, ограниченная максимумами и минимумами амплитуд (рис. 6).

Кроме того, выявлено, что параметры ультразвуковых сигналов, измеренные с помощью датчика контроля поверхностных волн (рэлеевского датчика), зависят от механического состояния металла детали точно так же, как и измеренные с помощью объемного датчика. Поэтому ограничимся лишь тем, что приведем некоторые аналитические выражения, полученные путем статистической обработки экспериментальных данных.

Так, зависимость максимальных значений амплитуды затухающих колебаний от накопленной степени деформации сдвига описывается формулой № 4, а ми-

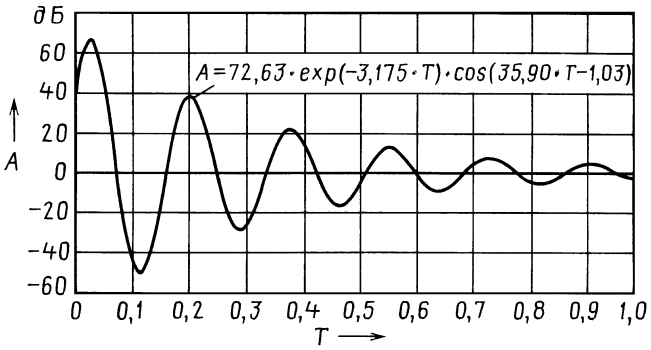


Рис. 7. Аналитическое описание ультразвукового сигнала для образца № 1 при Λ = 0

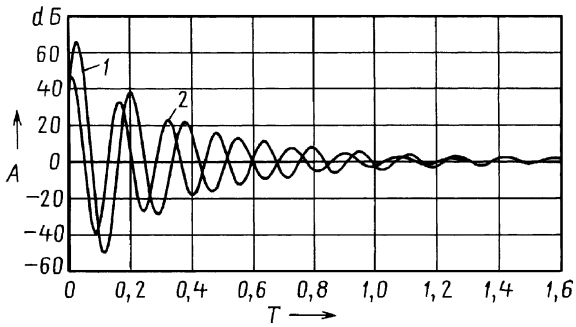


Рис. 8. Зависимость аналитических косинусоид ультразвуковых сигналов от времени и накопленной степени деформации сдвига для образца № 1 при Λ = 0 (1) и образца № 21 при Λ = 0,845 (2)

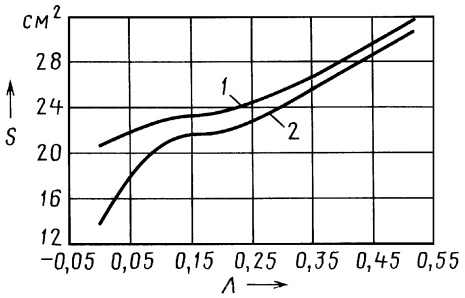


Рис. 9. Зависимости размеров площадей, описываемых линиями максимумов (1) и минимумов (2) амплитуд ультразвуковых сигналов после второго нагружения, от степени деформации сдвига после первого нагружения

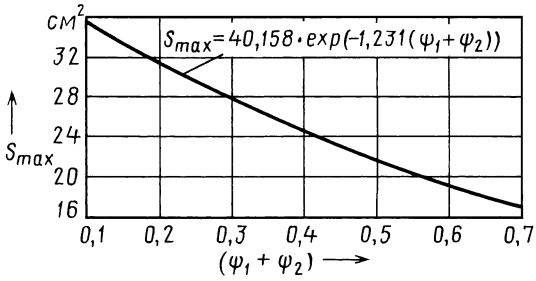


Рис. 10. Зависимость площади, описываемой линией максимумов амплитуды ультразвукового сигнала после второго нагружения, от накапливаемой степени исчерпания запаса пластичности

нимальных ее значений — формулой № 5; зависимость максимальных значений амплитуды затухающих колебаний от степени исчерпания запаса пластичности — формулой № 6, а минимальных ее значений — формулой № 7; зависимости площадей, описываемых положительными и отрицательными полупериодами колебаний, от накопленной степени деформации сдвига — соответственно формулами № 8 и 9; зависимости площадей, описываемых линиями максимумов и минимумов амплитуды ультразвукового сигнала, от накопленной степени деформации сдвига — формулами № 10 и 11.

Затухающие колебания, регистрируемые рэлеевским датчиком, как сказано выше, достаточно точно описываются формулой № 3. В качестве примера на рис. 7 приведена аналитическая аппроксимация ультразвукового сигнала для образца № 1, а на рис. 8 — аналитические косинусоиды сигналов применительно к разным накопленным степеням деформации сдвига. Из этих рисунков видно, что накопление экспериментальных данных в категориях аналитических моделей затухающих колебаний позволяет по основным параметрам ультразвукового сигнала получить исчерпывающее представление о механическом состоянии упрочненного поверхностного слоя деталей.

Второй этап исследований был посвящен оценке роли истории нагружения при сжатии на характер ультразвуковых колебаний. Ее результаты приведены в табл. 4, из которой следует: металл образцов № 2 и 11 после второго нагружения имел накопленную степень деформации сдвига Λ = 0,215, что соответствовало состоянию образца № 7, но после выполнения одного нагружения; образцы № 7 и 21 до уровня Λ = 0,738 доводились после двух этапов нагружения, однако история их нагружения была различной: степень деформации сдвига металла образца № 7 после выполнения первого этапа Λ = 0,215 соответствовала приросту степени деформации сдвига металла образца № 21 лишь после выполнения второго этапа нагружения.

Общие закономерности, показывающие влияние истории нагружения в категориях степени деформации сдвига после первого нагружения и от накапливаемой степени исчерпания запаса пластичности после двух стадий нагружения, показаны на рис. 9 и 10. Из них видно, что первое нагружение оказывает влияние на второе нагружение, увеличивая площадь между осью абсцисс и кривой, проходящей через S_{max} и S_{min} осциллограммы принятого ультразвукового сигнала. Причем история нагружения проявляется через нака-

Таблица 4

Номер образца	Номер этапа	Степень деформации сдвига Λ	
		на этапе	накопленная
2	1	0	0
2	2	0,215	0,215
11	1	0,105	0,105
11	2	0,11	0,215
7	1	0,215	0,215
7	2	0,523	0,738
21	1	0,523	0,523
21	2	0,215	0,738

пливаемую степень исчерпания запаса пластичности, выражаемую в виде составляющих $\Psi_1 + \Psi_2$ критерия Калпина—Филиппова (см. формулу № 1). Об этом свидетельствуют результаты, представленные в графическом виде на рис. 10. Как видим, по мере исчерпания запаса пластичности каждое следующее нагружение приводит к меньшей площади, описываемой линией максимумов амплитуды ультразвукового сигнала.

Таким образом, в ходе исследований были установлены требуемые взаимосвязи и выполнены тарировки ультразвуковых сигналов относительно параметров напряженно-деформированного состояния металла, проведена оценка роли истории нагружения при сжатии на характер ультразвуковых колебаний. В свою очередь, это позволило в дальнейшем разработать методику эффективного контроля наследуемого состояния поверхностного слоя на стадиях резания, ППД и усталостного эксплуатационного нагружения деталей машин физическим методом ультразвуковой структуроскопии. Но это — уже другая тема.

УДК 621.822:621.92

О точности шлифования внутренних сферических поверхностей колец подшипников методом пересекающихся осей

Канд. техн. наук И.И. КОЛТУНОВ

МГТУ "МАМИ"

Шлифование — операция, завершающая цикл механической обработки сферических поверхностей колец подшипников. Его задачи — устранить погрешности формы и положения этой поверхности, образовавшиеся на предыдущих операциях, т. е. обеспечить заданные ее точность и качество. Иначе говоря, шлифование — самая ответственная из операций изготовления колец. Поэтому специалисты уделяют ей самое пристальное внимание. Причем не без успехов. Например, им удалось решить большинство проблем, связанных с исправлением исходных погрешностей при круглом внутреннем и наружном шлифованиях колец. Однако в отношении других методов шлифования, в частности, метода пересекающихся осей, этого сказать нельзя: ни теоретических, ни экспериментальных исследований характера исправления исходной погрешности трехэтапного (быстрый подвод шлифовального круга, врезание в металл, установившийся съем) цикла и времени, необходимого для исправления исходной погрешности до заданного значения, практически никто не проводил. Что, естественно, отрицательно сказывается на темпах внедрения данного прогрессивного метода в производство. Поэтому в МГТУ "МАМИ" попытались заполнить этот пробел в теоретических и практических знаниях. При этом специалисты исходили из того очевидного соображения, что погрешности формы (некруглость) и положения (эксцентриситет) обрабатываемой в радиальном направлении поверхности кольца подшипника нужно оценивать, как и любого тела вращения, по разности $\Delta_{рад}$ предельных значений радиус-векторов, отсчитанных от оси вращения изделия. Учитывая, что, судя по публикациям, характер исходной погрешности не оказывает существенного воздействия на основные закономерности ее исправления, а влияет лишь на интенсивность ее исправления в начальный период шлифования.

Поэтому специалисты МГТУ "МАМИ" для упрощения решения пришли к выводу несколько идеализировать процесс шлифования — допустить, что исходная погрешность представляет собой (рис. 1) выступ $\Delta_{изд}$, равный разности максимального (R_{max}) и минимального (R_{min}) внутренних радиусов кольца (формула № 1 в табл. 1).

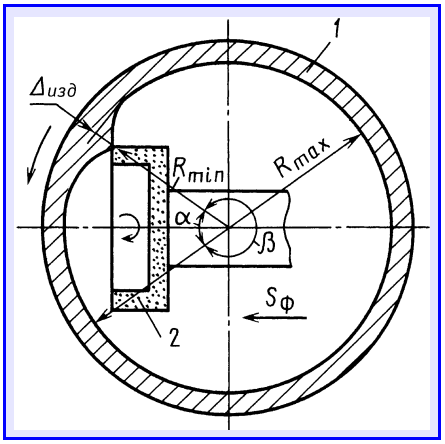


Рис. 1. Схема шлифования методом непересекающихся осей:
1 — деталь; *2* — шлифовальный круг

Думается, такое допущение с точки зрения чистоты теоретического эксперимента вполне правомерно. Как и то, что обрабатываемая деталь *1* и чашечный шлифовальный круг *2* вращаются с постоянной скоростью. Причем режущая кромка последнего в теле детали за один ее оборот перемещается (без учета переменных по величине и направлению отжатия и износа круга) на величину $S_ф$.

Теперь с учетом этих допущений рассмотрим процесс исправления исходной погрешности на каждом этапе цикла шлифования.

На первом из них, этапе врезания, абразивные зерна шлифовального круга постепенно врезаются в толщу детали, причем усилия резания и отжатий технологической системы непрерывно возрастают. Такова "физика", которая имеет очень интересные нюансы.

В качестве начальных условий врезания примем (рис. 2) момент времени, когда зазор между выступом (точка R_{min}) на обрабатываемой поверхности и режущей кромкой шлифовального круга равен нулю, но круг с выступом не соприкасается (положение I—I). При вращении кольца выступ R_{min} через какой-то промежуток времени переместится на некоторый угол α, а режущая кромка шлифовального круга за это же время — на величину подачи $S_{фα}$ (положение II—II), т. е. круг "готов" и начинает срезать выступ. При этом на деталь воздействует с усилием $P_α$, вектор которого можно разложить на радиальную ($P'_α$) и тангенциальную ($P''_α$) составляющие.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta_{изд} = R_{max} - R_{min}$	—
2	$y_{\alpha 1} = aS_{ф_\alpha} - S_{ф_{\alpha 1}}$	a — коэффициент пропорциональности, возникающий из-за несовпадения перемещения шлифовального круга и отсчета снимаемого с детали материала; $S_{ф_{\alpha 1}}$ — слой материала, снимаемый с изделия при первом его повороте
3	$y_{\alpha 1} = \frac{kS_{ф_{\alpha 1}}}{j}$	k — коэффициент, зависящий от условий и режимов шлифования; j — жесткость системы СПИД
4	$S_{ф_{\alpha 1}} = aS_{ф_\alpha}\left(\frac{j}{k+j}\right) = aS_{ф_\alpha}E$	$E = \frac{j}{k+j}$
5	$y_1 = a(S_{ф_\alpha} + S_{ф_p}) - S_{ф_{\alpha 1}} - S_{ф_{\beta 1}} = \frac{kS_{ф_{\beta 1}}}{j}$	$S_{ф_{\beta 1}}$ — слой материала, снимаемый с детали при первом ее повороте на угол β
6	$S_{ф_{\beta 1}} = aS_{ф_\beta}[k_1(E - E^2) + E]$	$S_ф$ — величина перемещения режущей кромки
7	$S_{ф_i} = aS_{ф_\beta}\{k_1[1 - (1 - E)^{2i}] + [1 - (1 - E)^{2i-1}]\} \approx aS_ф[1 - (1 - E)^{2i-1}]$	—
8	$n = \frac{\lg 0{,}1}{2\lg(1-E)} + \frac{1}{2}$	—
9	$\tau_{вр} = \frac{1}{u}\left[\frac{\lg 0{,}1}{2\lg(1-E)} + \frac{1}{2}\right]$	—
10	$\Delta_{вр} = \Delta_u - aS_ф\left[n - \frac{(1-E)^{2n+1} - (1-E)}{(1-E)^2 - 1}\right]$	—
11	$y_п = aS_ф\frac{(1-E)^{2n+1} - (1-E)}{(1-E)^2 - 1}$	—
12	$\Pi_{R_{min}} = aS_{ф_\beta}(k_1 + 1)m''$	—
13	$\Pi_{R_{max}} = aS_{ф_\beta}(1 + k_1)m'' - \frac{(1-E)^{2m''+1} - (1-E)}{(1-E)^2 - 1}$	—
14	$\Delta_{уст} = y_п - \Pi''_{R_{min}} + \Pi''_{R_{max}}$	—
15	$m'' = \frac{\lg\frac{1-(1-E)^2}{1+k_1}}{2\lg(1-E)} - \frac{1}{2}$	—
16	$m = \frac{\Delta_{вр} - y_п}{aS_ф} + \frac{\lg\frac{1-(1-E)^2}{1+k_1}}{2\lg(1-E)} - \frac{1}{2}$	—
17	$\tau_ц = \tau_{б.п} + \frac{1}{u}\left[\frac{\Delta_u}{aS_ф} + \frac{\lg\frac{1-(1-E)^2}{1+k_1}}{2\lg(1-E)} - \frac{1}{2}\right]$	$\tau_{б.п}$ — время быстрого подвода и перемещения круга до контакта с некруглостью R_{min}
18	$\tau'_ц = \tau_{б.п} + \frac{1}{u}\left[\frac{\Delta_n}{aS_ф} + \frac{\lg\frac{\Delta_{зад}}{aS_ф}[1-(1-E)^2]}{2\lg(1-E)} - \frac{1}{2}\right]$	—
19	$\tau''_ц = \tau_{б.п} + \frac{\lg\frac{0{,}1[1-(1-E)^2]}{1+k}}{2u\lg(1-E)}$	—
20	$\tau_ц = \tau_{б.п} + \frac{c\Delta_u^x}{S_п^y j^z}$	—

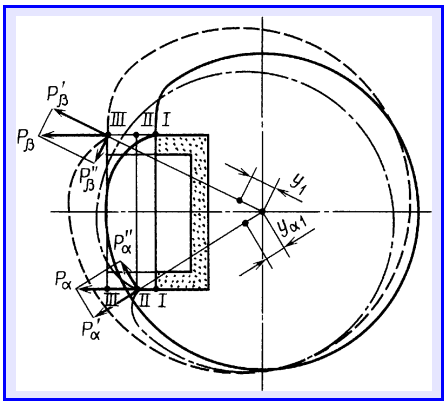


Рис. 2. Схема исправления погрешности при шлифовании методом непересекающихся осей

Первая из них — это сила, отжимающая систему на величину $y_{\alpha 1}$, которую дает формула № 2.

С другой стороны, при постоянной режущей способности круга и прочих равных условиях между радиальным усилием P_α и величиной фактической подачи $S_ф$ существует прямо пропорциональная зависимость (формулы № 3). Тогда, приравняв правые части формул № 2 и 3, получаем формулу № 4.

При дальнейшем (на угол $\alpha = \beta$) повороте детали точка R_{min} вступает в контакт с режущей кромкой круга, поскольку он за это же время переместится на величину $S_{ф_2}$ (положение III—III). При этом радиальная составляющая P'_β усилия P_β отожмет систему в направлении своего действия на величину y_1 (формула № 5).

Но если учесть, что $S_{ф_\alpha} = k_1 S_{ф_\beta}$, где $k_1 = \frac{\alpha}{2\pi - \alpha}$, то формула № 5 превращается в формулу № 6. (Съем $S_{ф_1}$ металла с выступа R_{min} за первый оборот детали дает, очевидно, та же формула, т. е. $S_{ф_\beta} = S_{ф_1}$.)

Рассуждая таким же образом, можно найти съем $S_{ф_1}$ металла со стороны R_{min} на этапе врезания после i-го оборота детали (формула № 7).

Далее. Согласно теории автоматического регулирования необходимое для завершения этапа врезания число n оборотов детали следует определять для случая, когда съем металла $S_{ф_i} = 90\ \%\ aS_ф$. Подсчитывается оно по формуле № 8. Время же врезания (в мин) дает формула № 9.

Часть $\Delta u_{вр}$ исходной погрешности Δu, оставшейся после завершения этапа врезания, можно вычислить по формуле № 10, а упругое отжатие $y_п$ (в мм) технологической системы после завершения этапа врезания — по формуле № 11.

Для этапа установившегося съема величину $y_п$ отжатия системы можно считать примерно равной фактической подаче ($aS_ф$) шлифовального круга.

Процесс исправления погрешности на втором этапе следует рассматривать как состоящий из двух стадий — $\Delta_{вр} > y_п$ и $\Delta_{вр} \leqslant y_п$.

Первая из них — начальный период этапа установившегося съема: здесь металл снимается только с выступа R_{min}. При этом за один оборот детали погрешность $\Delta_{вр}$ уменьшается на величину $aS_ф$. И так продолжается до тех пор, пока остаточная погрешность станет равна величине $y_п$ упругих отжатий системы, т. е. $\Delta_{вр} = y_п$. За это время деталь совершит $m' = \frac{\Delta_{вр} - y_п}{aS_ф}$ оборотов.

Затем начинается вторая стадия — съем металла со всей поверхности, т. е. и со стороны R_{max}. Причем съем $S'_{ф_i}$ за один оборот детали будет меньше съема за то же время со стороны R_{min}.

За каждый оборот детали оставшаяся погрешность будет уменьшаться на величину $\Delta_i = aS_ф - S_{ф_i}$. И так будет продолжаться до тех пор, пока достигнется равенство $S_{ф_i} = aS_ф$.

Потом точки контакта режущей кромки шлифовального круга с обрабатываемой поверхностью начинают описывать в радиальном направлении кривые, по своему характеру соответствующие спиралям Архимеда с постоянным шагом $aS_ф$. Они накладываются друг на друга, в результате конечная погрешность $\Delta_{уст}$ будет $aS_{ф_\beta}$.

На второй стадии установившегося съема металла деталь совершит m'' оборотов. При этом со стороны R_{min} съем $П_{R_{min}}$ дает формула № 12, со стороны R_{max} — формула № 13, а конечную погрешность $\Delta_{уст}$ — формула № 14.

Величина m'' входящих в эту формулу оборотов детали подсчитывается по формуле № 15, а число оборотов для завершения этапа установившегося съема — по формуле № 16.

Время $\tau_ц$ цикла, состоящего, как сказано выше, из этапов быстрого подвода, врезания, установившегося съема и необходимого для исправления исходной погрешности до конечного значения $\Delta_{уст} = aS_{ф_\beta}$ в случае, когда $\Delta_{вр} > y_п$, можно определить по формуле № 17, а когда заданная точность ($\Delta_{зад}$) больше $aS_{ф_\beta}$, но меньше упругих отжатий $y_п$ системы, — по формуле № 18.

Например, время $\tau''_ц$, необходимое для получения конечной точности $\Delta_{уст}$ формы, когда $\Delta_{вр} = y_п$, определяется по формуле № 19.

Как видно из формул № 17 и 18, время цикла в основном зависит от исходной погрешности Δu и заданной точности $\Delta_{зад}$, поперечной подачи $S_п$ круга и жесткости j (отжатия $y_п$) системы СПИД.

Приведенные выше теоретические зависимости проверены экспериментально — шлифованием наружных колец подшипников типа 3622 на сферошлифовальном полуавтомате мод. ЛЗ-29, оснащенном приспособлением для работы по методу пересекающихся осей. При экспериментах в качестве режущего инструмента применялись круги ЧЦ 100×35×20 Э9А16СМ2Б; скорость вращения круга и детали были постоянными ($v_{кр} = 35$ м/с, $v_{дет} = 204$ м/мин). Величины исходной ($\Delta_п$) погрешности, лимбовой подачи $S_п$ шлифовального круга и жесткости j системы СПИД изменялись соответственно в пределах 70—130 мкм, 0,6—2,4 мм/мин и 5100—8340 Н/мм (520—850 кгс/мм).

Результаты экспериментов приведены на рис. 3 и в комментариях, видимо, не нуждаются.

На их основе, что важнее для практики, получена эмпирическая формула (№ 20) для расчета времени цикла шлифования, состоящего из этапов быстрого подвода, врезания и установившегося съема металла.

Значения входящих в нее коэффициентов c, x, y и z зависят от ре-

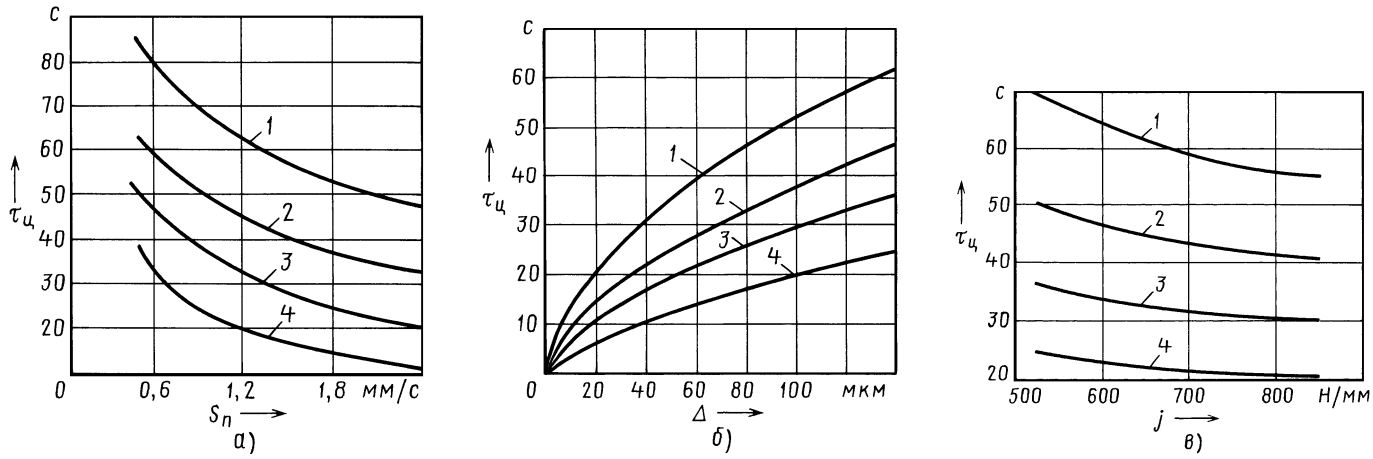


Рис. 3. Зависимость времени исправления исходной погрешности до заданного ее значения от подачи шлифовального круга (а), величины исходной погрешности (б), жесткости СПИД (в):
1 — Δk = 6 мкм; *2* — Δk = 10 мкм; *3* — Δk = 15 мкм; *4* — Δk = 25 мкм

жимов, условий шлифования и заданной точности обрабатываемой поверхности. Они для подшипника типа 3622 приведены в табл. 2, однако для других типов подшипников отличаются, как показали расчеты, незначительно.

Расчеты времени цикла, выполненные по теоретической (№ 17) и эмпирической (№ 20) формулам, отличаются менее чем на 5 %. То есть теоретическая модель процесса адекватна результатам эксперимента. И это — обнадеживает.

Из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. При шлифовании методом пересекающихся осей время $\tau_ц$ цикла, необходимое для исправления исходной погрешности формы и положения обрабатываемой поверхности до заданной точности, с увеличением поперечной подачи шлифовального круга, жесткости системы СПИД и уменьшением величины исходной погрешности сокращается по степенной зависимости (см. формулу № 20).

2. При шлифовании по циклу "быстрый подвод—врезание—установившийся съем" достижимая точность формы обрабатываемой поверхности с увеличением подачи шлифовального круга за один оборот детали снижается.

3. Полученные в МГТУ "МАМИ" теоретические и эмпирические зависимости позволяют, исходя из режимов и условий шлифования методом пересекающихся осей, достаточно точно определить время, необходимое для исправления исходной погрешности формы и положения обрабатываемой поверхности до заданного значения. То есть они — инструмент для практики.

Таблица 2

$\Delta_{зад}$, мкм	*c*	*x*	*y*	*z*
25	14,79	0,725	0,535	0,382
20	22,18	0,688	0,485	0,394
15	37,84	0,643	0,429	0,422
12	55,59	0,625	0,394	0,449
10	73,28	0,617	0,350	0,460
8	118,90	0,587	0,347	0,508
6	233,30	0,56	0,329	0,562

УДК 621.794.61

Оборудование и технологии микродугового оксидирования

А.В. ЖУКОВСКИЙ, канд. физ.-мат. наук Е.М. МОРОЗОВ,
канд. техн. наук Б.В. ШАНДРОВ

МГТУ "МАМИ"

Технология микродугового (микроплазменного) оксидирования — один из наиболее эффективных методов упрочнения поверхности деталей сложной формы. И это все понимают, однако ее широкому применению в промышленности препятствует довольно много обстоятельств. И прежде всего — сложность и малоизученность физико-химических процессов, которые она реализует, и отсутствие (во многом по этой причине) промышленного оборудования. Хотя такое оборудование, казалось бы, напоминает то, которое применяют в гальванике. Оно тоже включает (рис. 1) блок *1* управления, источник *2* технологического тока и ванну *4* с электролитом, где размещается обрабатываемая деталь *3*, систему охлаждения и перемешивания электролита (на рисунке не показаны). Причем большинство его элементов, в принципе, такие же, как и в случае гальваники. Исключение составляют источники технологического тока и электролиты. В частности, если взять источники тока, то они при МДО отличаются гораздо бóльшим разнообразием принципиальных и схемных решений. Правда, в последнее время явно просматривается тенденция к их сокращению, что объясняется накопленным опытом, а он сви-

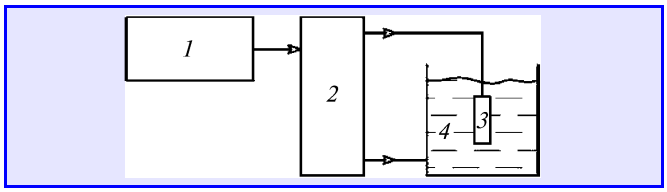


Рис. 1. Технологическая схема МДО-процесса:
1 — блок управления; *2* — источник технологического тока; *3* — оксидируемая деталь; *4* — ванна с электролитом

детельствует: для питания процесса МДО лучше всего использовать промышленную электросеть "напрямую". То есть проводить МДО-процесс на синусоидальном напряжении с частотой 50 Гц, не преобразуя его в постоянное или импульсное на другой частоте.

К настоящему времени разработано несколько вариантов источников, работающих на переменном напряжении промышленной частоты.

Они отличаются схемными решениями и конструкциями, которые можно условно разделить на две группы — трансформаторные (в качестве элемента регулирования используется трансформатор) и конденсаторные, где данную функцию выполняет батарея конденсаторов.

Многие считают, что эти источники по своей эффективности равноценны. Однако если рассматривать их с точки зрения габаритных размеров, экономичности, экологии (уровни вибраций и шумов), универсальности (наличие в составе только серийно выпускаемых или оригинальных элементов), то преимущество, безусловно, на стороне конденсаторных источников: трансформаторные той же номинальной мощности имеют в 3—4 раза большие размеры и массу, уступают конденсаторным по экономичности и уровню вибраций и шумов. Однако у трансформаторных источников есть и очень важное для практики преимущество: их выходная цепь изолирована от питающей сети.

Мешает распространению технологии МДО и то обстоятельство, что процесс нанесения покрытий с ее помощью — достаточно длительный (до 6 ч) и, следовательно, энергоемкий.

Попытки сократить его сопровождаются, к сожалению, ухудшением качества покрытий. Например, эксперименты, проведенные в МГТУ "МАМИ", показали: при напряженном технологическом режиме (плотность рабочего тока в 5 раз выше плотности на номинальном режиме) продолжительность нанесения покрытия сокращается до 20—30 мин — в 12—18 раз, а при супернапряженном (плотность тока более чем в 5 раз превышает стандартную) — до 5—10 мин, т. е. в 24—36 раз. Однако качество покрытий на деталях из различных материалов получается по микротвердости, пористости, толщине, однородности покрытия и его адгезии к основе не то, которое хотелось бы. Кроме того, гораздо чаще, особенно на супернапряженных режимах, развиваются дуговые пробои, "загоняющие" оксидируемое изделие в брак.

Отсюда сделан вывод: необходимо использовать технологический прием, который позволил бы устранить (или хотя бы минимизировать) негативные последствия напряженных и супернапряженных режимов. И самое неожиданное, что для реализации данного вывода ничего изобретать не нужно: достаточно увеличить асимметрию (соотношение положительной, анодной, и отрицательной, катодной, составляющих) рабочего напряжения на обрабатываемой детали.

Дело в том, что сама по себе асимметрия рабочего тока существует в любом случае: она обусловлена нелинейным характером нагрузки, так как формируемое на поверхности детали покрытие обладает вентильными свойствами, т. е. различной проводимостью на отрицательной и положительной полуволнах приложенного напряжения. Значит, если в "естественную" асимметрию внести внешнюю принудительную, созданную каким-то узлом оборудования, то проблема решается.

Еще один фактор, сдерживающий внедрение технологии МДО, — нанесение покрытий на внутренние полости деталей.

Стандартная технология, когда оксидируемая деталь погружается в ванну с электролитом, что доказано опытом, годится лишь для обработки внешних поверхностей деталей. Внутренние же полости не оксидируются, так как электрическое поле туда не проникает, а следовательно, отсутствуют условия для развития микродугового процесса. Во внутренних полостях деталей перемешивание электролита затруднено, а оно, как известно, необходимо для формирования покрытия с высоким качеством.

Разработанная в МГТУ "МАМИ" технология нанесения покрытий в проточном электролите (рис. 2) решает обе проблемы.

Как видно из рисунка, при ней внутренняя поверхность оксидируемой детали омывается электролитом, поступающим через трубку *3* с отверстиями, которая изготовлена из нержавеющей стали и одновременно выполняет роль электрода, соединенного с выходом источника технологического тока. Второй выход источника подан на деталь *4*. В итоге внутри полости детали создается электрическое поле.

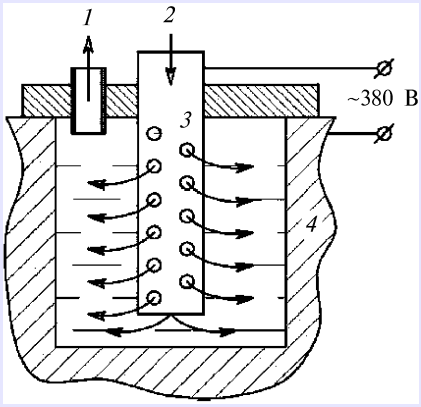


Рис. 2. Организация МДО-процесса с проточным электролитом:
1 — выход электролита; *2* — вход электролита; *3* — трубка с отверстиями; *4* — оксидируемая деталь

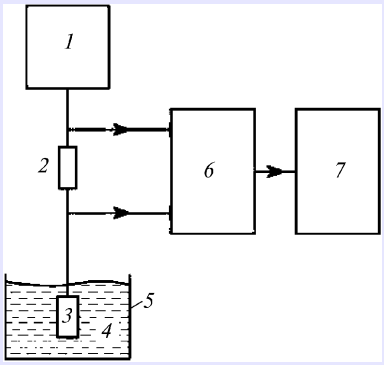


Рис. 3. Технологическая схема исследовательской установки МДО-процесса:
1 — стенд электропитания; *2* — шунт; *3* — оксидируемая деталь; *4* — электролит; *5* — ванна; *6* — аналого-цифровой преобразователь; *7* — компьютер

Электролит по центральной трубке подается в зону оксидирования насосом, а выходит электролит через трубку *1*, что обеспечивает непрерывную его смену в зоне оксидирования.

Специалисты МГТУ "МАМИ" исследовали на установке, схема которой приведены на рис. 3, характеристики импульса технологического тока, в результате чего нашли области устойчивости и неустойчивости процесса МДО и разработали оборудование для его реализации.

Источником технологического тока в разработанном оборудовании служит стенд *1*. От него рабочее напряжение через низкоомный шунт *2* подается на оксидируемую деталь *3*, погруженную в ванну *5* с электролитом *4*. При этом низкоомный шунт *2* играет роль датчика тока. Непрерывный сигнал, снимаемый с него, подается на аналогово-цифровой преобразователь *6*, который преобразует этот сигнал в дискретную цифровую форму, и направляет его в компьютер *7*. Кроме того, поскольку процесс искрения носит статистический характер, то для универсальности получаемый на входе компьютера дискретный сигнал подвергается "нормализации" (приведению максимального значения к 100 %).

Математическая обработка данных эксперимента в компьютере позволила получить графики изменения отношения φ реального дискретного сигнала к его максимальному значению в зависимости от времени *t* процесса МДО (рис. 4) и затем воспользоваться математическим аппаратом анализа энергетических характеристик импульса, широко применяемого в

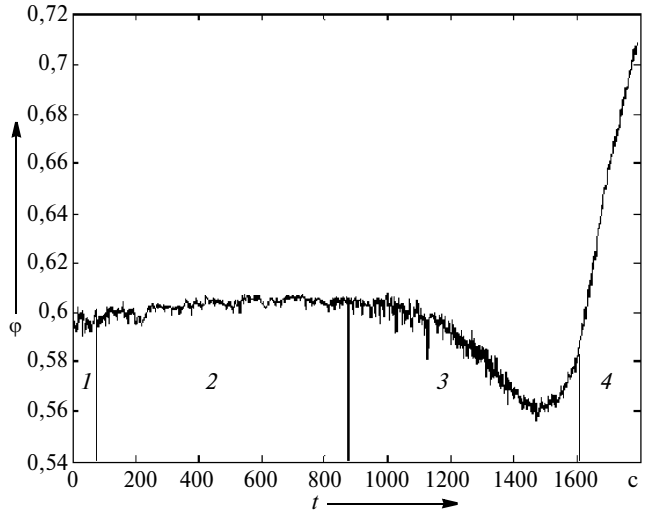


Рис. 4. Области стабильности и нестабильности МДО-процесса по φ = f(t)

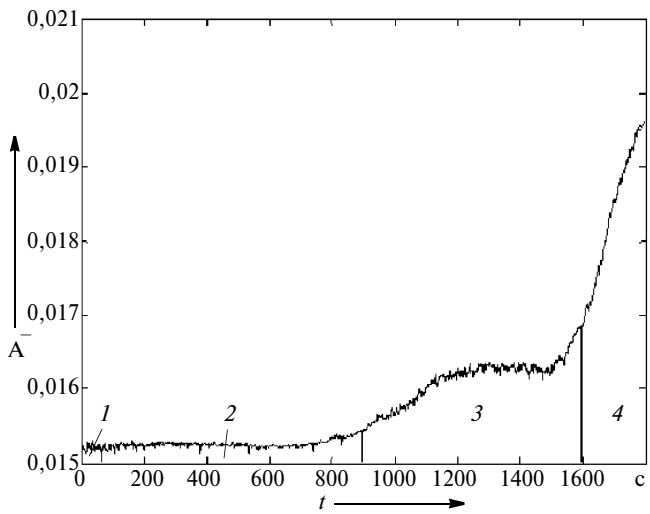


Рис. 5. Области стабильности и нестабильности МДО-процесса по A = f(t)

радиотехнике. С тем, чтобы, опираясь на него, определить зоны (области) стабильности и нестабильности искрового процесса. Так, из рисунка видно: в области *1*, расположенной в интервале $t \leqslant 1$ мин, процесс идет явно нестабильно — это область его становления. В области *2* ($t = 1 \div 900$ с) процесс стабилен: кривая образует минимум, в области *3* ($t = 900 \div 1680$ с) процесс снова становится нестабильным, что свидетельствует о том, что МДО-процесс заканчивается, и система переходит в другую фазу (область *4*), для которой характерна значительно более высокая энергетика. То есть область *4* — зона мощных дуговых разрядов, которые могут прожечь покрытие до подложки и "загнать" в брак оксидируемую деталь.

К аналогичным выводам приводит и анализ флуктуационных характеристик процесса (относительных амплитуд $A = A_ф/A_{max}$), которые также можно получить математической обработкой экспериментального дискретного сигнала (рис. 5). Рисунок иллюстрирует известное из теории автоматического регулирования положение: с переходом системы в зону нестабильности амплитуда флуктуаций возрастает. Это наблюдается и в нашем случае: увеличение амплитуды "шумов" соответствует промежутку времени, когда заканчивается стабильный МДО-процесс, и система переходит в зону мощных дуговых разрядов.

Таким образом, анализ данных, полученных в автоматическом режиме на всех стадиях технологического процесса, позволяет оператору заранее определить момент, когда система переходит в опасный режим, и либо изменить технологические параметры, либо остановить процесс. До настоящего же времени это делалось чисто визуально, что не всегда давало возможность исключить брак.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113/.115

На основе достижений науки и техники

Так сложилось, что День белорусской науки совпадает по времени с подведением итогов года, и свои ежегодные расширенные коллегии Министерство промышленности Республики Беларусь, объединяющее все предприятия машиностроительного комплекса, совмещает с его мероприятиями.

На этот раз заседание коллегии было проведено на базе одного из ведущих предприятий республики — ОАО "Атлант", известного своими холодильниками. При подведении итогов 2006 г. на нем была дана оценка вкладу науки. Добрые слова, сказанные о создателях новой техники и передовых технологий — заводских исследователях и ученых академических и отраслевых институтов, стали заслуженной оценкой совместных усилий производственников и ученых. Подтверждением плодотворности их сотрудничества стала и выставка образцов новой техники, развернутая на открытой площадке перед главным корпусом "Атланта" и фойе конференц-зала, где проходила коллегия.

Свои новинки представили на выставке и предприятия автомобильной отрасли. Минский автозавод показал четыре новых образца автомобильной техники. Это созданные в 2006 г. и планируемые к освоению в 2007-м автопоезда повышенной грузовместимости — седельный МАЗ-544019-975830 и прицепной МАЗ-631019-837310, отвечающие нормам "Евро-4", а также среднетоннажный седельный автопоезд МАЗ-447131-931020 и автобус средней пассажировместимости МАЗ 206, соответствующие требованиям "Евро-3". Они стали своеобразным отчетом мазовцев о проделанной работе. Хотя и далеко неполным, ведь в разработке находятся и ряд других моделей грузовых автомобилей и автобусов, соответствующих перспективным требованиям по экологии, безопасности, экономичности и надежности. Кроме того, в соответствии с планом научно-технических и опытно-конструкторских работ, предусмотренным совместной российско-белорусской программой "Развитие дизельного автомобилестроения на период до 2008 года", Минский автозавод в 2006 г. разработал, изготовил и испытал опытные образцы модернизированных автомобилей МАЗ-64221 и автомобилей нового семейства МАЗ-6430. Сконструированы и изготовлены опытные образцы новых ведущих мостов для магистральных тягачей и автобусов, выпущена промышленная партия малолистовых рессор, создан задел по системам, узлам и агрегатам, обеспечивающим выполнение норм "Евро-4".

Активно велись работы по Государственной научно-технической программе "Машиностроение" (подпрограмма "Автомобилестроение, специальная техника,

автотракторная электроника и электромеханика"), рассчитанной до 2013 г., заказчиком которой является Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси, а исполнителем — РУП "МАЗ". Выполнены все задания по разработке общей компоновки, дизайнерских решений, расчетов целого ряда узлов и деталей автомобильной техники, предусмотренные на 2006 г.

Высокую оценку получила и работа коллектива предприятия по выпуску серийных автомобилей и автобусов. О ней красноречиво говорят данные, прозвучавшие в докладе министра А.М. Русецкого: в 2006 г. объем выпущенной МАЗом продукции впервые превысил 1 млрд долл. США. За год на заводе произведено 20 965 автомобилей, 8006 единиц прицепной техники, 1692 автобуса и троллейбуса, 452 автокрана. По сравнению с предыдущим годом объем производства вырос на 19 %. Соотношение цены и качества, отвечающее запросам потребителей и обеспечивающее устойчивый спрос на технику МАЗа, позволяет неуклонно наращивать ее производство, расширять экспорт. О востребованности производимой заводом автомобильной и автобусной техники за пределами республики свидетельствует выросший за год более чем на четверть объем экспортных поставок. Показательно, что завод не только уверенно закрепился на ранее освоенных рынках, но и открывает для себя новые. Так, в 2006 г. первые МАЗы поставлены в Венесуэлу. Но, разумеется, по-прежнему главным заказчиком выпускаемой заводом техники остается Россия: по совокупности технико-экономических показателей автомобили и автобусы МАЗ пользуются устойчивым спросом у российских потребителей.

В Россию поставляется и львиная доля карьерных самосвалов Белорусского автозавода — единственного в СНГ производителя подобной техники. Учитывая размеры БелАЗов, участникам коллегии, естественно, были представлены лишь их макеты. Но это не уменьшило интереса к новым моделям. За разработку и постановку на производство одной из последних новинок — карьерного автосамосвала БелАЗ-75306 грузоподъемностью 220 т с электромеханической трансмиссией группа специалистов предприятия была удостоена премии Министерства промышленности Республики Беларусь.

Напомним, что год назад, на предыдущей расширенной коллегии Минпрома, конструкторы БелАЗа также стали лауреатами отраслевой премии за разработку и постановку на производство карьерного самосвала БелАЗ-75131 грузоподъемностью 130 т. Среди трех новых изделий, разработанных тогда на заводе, был и 320-тонный БелАЗ-75600. Так что и премия 2006 г. подтвердила: взятый предприятием курс на создание новых поколений машин на основе международных стандартов качества и стандартов CALS-технологий вполне оправдан, ибо позволяет быстро и на современном техническом уровне разрабатывать новую технику.

Высокую оценку получили и успехи других предприятий отрасли в создании и производстве новой техники. Так, лауреатами министерской премии в области науки и техники за 2006 г. стали творческие коллективы разработчиков минских автомобильного и моторного заводов, борисовских заводов "Автогидроусилитель" и автотракторного электрооборудования.

Не остался незамеченным вклад ученых академических и отраслевых институтов. Вместе с руководителями технических служб ряда заводов отрасли они были награждены Почетными грамотами Министерства.

Обсудив итоги работы в году минувшем, коллегия нацелила предприятия на безусловное выполнение заданий 2007 г. А планы эти выглядят весьма внушительно. Минский автозавод, к примеру, намечает обеспечить рост выпуска продукции в сопоставимых ценах на 9,1 %, увеличение экспортных поставок — почти на четверть, довести удельный вес новой продукции не менее чем до 32 %. Учитывая сохраняющийся устойчивый спрос на карьерную технику, намерен расширять ее выпуск Белорусский автозавод. Создавать новые образцы и внедрять прогрессивные технологии здесь будут в рамках Государственной научно-технической программы "Машиностроение" (подпрограмма "Карьерный транспорт"). Большие планы также у минских моторостроителей, работников автоагрегатных и других заводов отрасли.

Выпускать конкурентоспособную, отвечающую современным требованиям технику, изготовлять ее с меньшими затратами, снижая материалоемкость и расход энергоресурсов, — такую задачу ставят перед собой автомобилестроители Белоруссии. И решать ее намерены, опираясь на достижения науки.

Я. Е. Карповский

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Гонтарь М.М., Коровкин И.А., Порошин А.С. — Состояние и перспективы рынка и производства грузовых автомобилей в России на период до 2015 года 1

Непрокин В.А. — ОАО "ИжАвто": полномасштабное производство автомобиля "КИА Спектра" . . . 3

АСМ-факты . . . 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Вахошин Л.И., Карницкий В.В., Минкин И.М., Разумнов А.С. — О ДВС для комбинированной энергетической установки . . . 6

Щербинин В.А. — Пожаробезопасность конструкций автомобильных газовых топливных систем . . . 9

Благонравов А.А., Ревняков Е.Н. — Механическая бесступенчатая передача импульсного типа . . . 11

Шкурко Л.С. — Повышение надежности уплотнений тормозной системы автомобиля ЗИЛ-4906 . . . 14

Лазарев Е.К. — Новые керновые опоры для аналоговых автомобильных приборов . . . 16

Мамити Г.И. — Эластичность шин и устойчивость двухосного автомобиля . . 20

Читатель предлагает

Иванов В.В. — Топливный насос для питания дизелей . . . 21

Некрасов В.Г. — Углерод отработавших газов и водород из воды как дополнительное топливо для ДВС . . . 22

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Федотов А.И., Осипов А.Г. — Стенд для диагностирования АТС . . . 24

Евсеев П.П. — Аппаратурный метод обучения водителя оптимальному управлению автомобилем . . . 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Блюменштейн В.Ю. — Оценка наследуемого механического состояния металла методом акустической структуроскопии . . . 29

Колтунов И.И. — О точности шлифования внутренних сферических поверхностей колец подшипников методом пересекающихся осей . . . 34

Жуковский А.В., Морозов Е.М., Шандров Б.В. — Оборудование и технология микродугового оксидирования . . . 37

ИНФОРМАЦИЯ

Карповский Я.Е. — На основе достижений науки и техники . . . 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 Т.В. Арбузова
Сдано в набор 3.03.2007. Подписано в печать 16.04.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,02. Зак. 518.
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.