

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ISSN 0005-2337

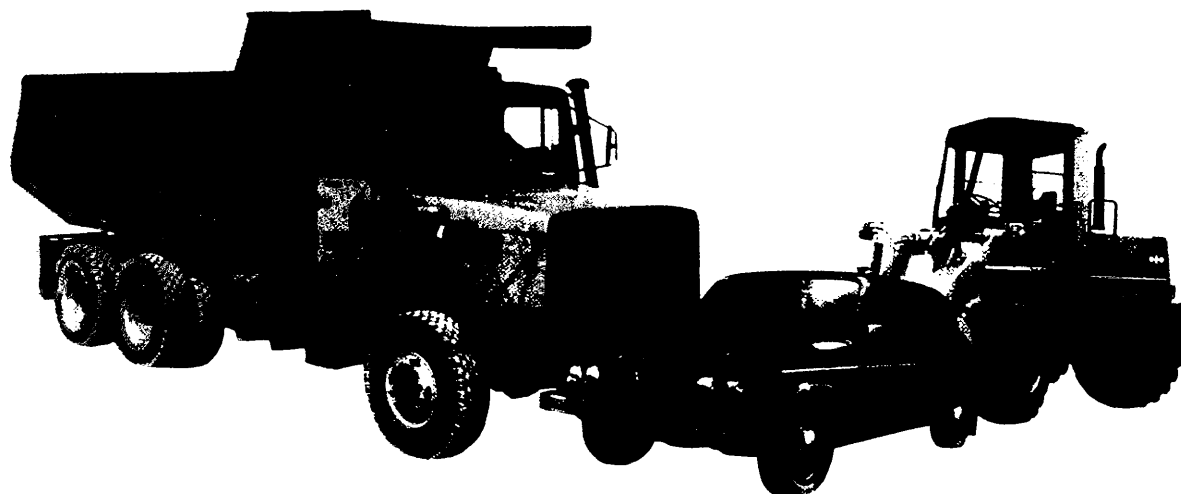
№ 3 • 1995



ГАЗ-33022

1995 г. № 3

АСПЕКТ- МОДИФИКАТОР



ВСЯ ГАММА ОБРАБОТКИ

- АСПЕКТ-модификатор — антифрикционное противоизносное покрытие для деталей двигателя
- АСПЕКТ-модификатор — антифрикционное противоизносное покрытие для деталей агрегатов трансмиссии
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель топливной системы*
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель масляной системы*
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель камеры сгорания*
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель топливной системы Антилед*
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель топливной системы дизелей*

АСПЕКТ-МОДИФИКАТОР СЕРТИФИЦИРОВАН ГОССТАНДАРТОМ РОССИИ.

*Совместное производство АОЗТ "АМТЕК" (Россия) и "NESTE ALFA OY" (Финляндия).

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СОВМЕСТНЫЕ РАЗРАБОТКИ

АОЗТ "АМТЕК" (Россия) И "NESTE ALFA OY" (Финляндия).

Масла с повышенными противоизносными свойствами
Консистентные и сверхпроникающие смазки с улучшенными функциональными свойствами
Антифрикционные и моющие добавки в масла
Антикоррозионные, влагоудаляющие и моющие добавки в бензины
Антидымные, депрессорные влагоудаляющие и моющие добавки в дизельные топлива
Охлаждающие жидкости с улучшенными эксплуатационными свойствами
Средства по удалению накипи из системы охлаждения
Препараты для восстановления герметичности радиаторов систем охлаждения
Аэрозоли для облегчения пуска двигателей в условиях эксплуатации при пониженных температурах.

АОЗТ "АМТЕК" 125015, г. Москва, ул. Большая Новодмитровская, 14. Телефоны: (095) 285-92-24, 285-93-11. Факс: (095) 285-49-14.

УВАЖАЕМЫЙ ВИКТОР НИКОЛАЕВИЧ!



Чтут честные заслуги Ваши перед Родиной, поздравляют с юбилеем и выражают Вам свои самые сердечные и самые наилучшие пожелания:

все, кто знает Вас, кто работал и работает с Вами, кто считает себя Вашими учениками;

все автомобилестроители — ученые, разработчики автомобильной техники, производственники;

все эксплуатационники, во многом благодаря Вам получившие в свое распоряжение современные автомобили;

все автолюбители, не забывающие о тех усилиях, которые Вы приложили для того, чтобы легковой автомобиль из средства роскоши превратился в нашей стране в массовое средство передвижения.

*Крепкого Вам здоровья,
долгих лет жизни и новых успехов в труде!*

ВОЛОГОДСКАЯ
областная библиотека
им. И. В. Бабушкина

3 марта 1995 г. исполняется 80 лет
ВИКТОРУ НИКОЛАЕВИЧУ ПОЛЯКОВУ.

Это легендарное имя наряду с именами таких видных руководителей автомобильной промышленности, как А.М. Тарасов, Н.И. Строкин, Н.М. Потапов, П.Я. Лисняк и др., неразрывно связано с периодом, когда производство автомобилей, создаваемое в СССР вплоть до 1960-х годов, впервые превратилось в автомобильную промышленность — крупнейшую отрасль народного хозяйства, что, в свою очередь, повлекло за собой важные экономические и социальные преобразования в нашем обществе.

Исторические примеры неоднократно показывают, что за любыми большими преобразованиями всегда, как правило, стоят личности, которые, благодаря стечению многих факторов и обстоятельств, оказываются на гребне этих преобразований. В.Н. Поляков — личность яркая, профессионал высочайшего класса, неутомимый труженик. Он был востребован временем именно в 1960-е годы. И, может быть, не в последнюю очередь потому, что его предшествующие жизнь и опыт как бы исподволь готовили к этой миссии.

Жизнь В.Н. Полякова представляет собой тот редкий феномен, когда собственная судьба и трудовой путь слились в единое целое. И это целое — мир автомобилей. Этот особый мир вот уже 65 лет составляет всю его личную и трудовую жизнь с того дня, как пятнадцатилетним мальчишкой пришел он в ФЗУ на Пресне учиться на автослесаря.

С тех пор он никогда не расставался с автомобилями — ни на автобазе Наркомата тяжелой промышленности, ни на авторемонтном заводе в Москве, ни на восьмилетней армейской службе, вобравшей в себя всю Великую Отечественную, все немеренные фронтовые дороги, по которым он прошел, вернее, проехал со своей автомобильной частью — от белорусских лесов до сопок Манчжурии.

Демобилизация из армии в 1946 г. как бы завершила "эксплуатационный" этап в автомобильной биографии тридцатилетнего майора Полякова. Начался этап "автомобильного созидания" — этап, который продолжается вот уже почти 50 лет, вплоть до сегодняшнего дня.

Не может быть случайным совпадением тот факт, что деятельность В.Н. Полякова с момента демобилизации на каждом из его многочисленных мест работы (их всего четыре) неизменно сопровождалась именно созиданием — развитием, освоением нового, движением вперед. "При нем" на Московском заводе малолитражных автомобилей (ныне АЗЛК) осваивались новые модели — 402, 403, 407, 408; даже короткий двухлетний период его руководства Московским городским Советом народного хозяйства "совпал" с освоением знаменитой тогда зиловской "стотридцатки".

Но, наверное, по-настоящему "звездный час" В.Н. Полякова настал в 1966 г. К счастью, этот "час" длился для него более 20 лет. И начался

он, когда было принято решение о строительстве Волжского автозавода, определившее дальнейшую судьбу отечественного автомобилестроения на многие годы вперед. Впервые в истории страны был провозглашен и реально воплотился, как тогда говорили, "курс на ускоренное развитие автомобильной промышленности" как долгосрочное направление государственной политики.

Это было сложное, довольно обременительное для госбюджета, но политически смелое и во многом нетрадиционное решение: в Тольятти в тесном сотрудничестве с известной итальянской фирмой ФИАТ создавался огромный автозавод стоимостью в миллиарды рублей. Причем создавался в самый разгар "холодной войны", гонки вооружений, обострения военного противостояния Востока и Запада, когда не прошло еще и трех лет после "карибского кризиса".

Трудно сказать, в чем состоял тогда истинный стратегический подтекст начатого дела — в желании сделать жест в сторону сотрудничества с Западом, в попытке своего рода экономического прорыва в политическое единство Северо-Атлантического блока или, наконец, в решении внутренних проблем сбалансирования возросшего потребительского спроса. Наверное, и в том, и в другом, и в третьем. Но в любом случае технический аспект стратегии этого шага в тех условиях был наиболее оптимальным, прежде всего потому, что впервые после создания Горьковского автозавода в 1930-х годах была вновь найдена уникальная возможность комплексного использования самого передового опыта организации массового производства, заимствования конструкции вполне прогрессивной на тот период модели автомобиля, полностью увязанной с техническим уровнем конструктивных материалов и технологического оснащения, с организационными и экономическими процедурами.

Бытовало мнение, что итальянский опыт и методы производства не были самыми передовыми. Это неверно. В мире не существует "национальных способов" массового производства автомобилей. Эти способы объективны и не имеют географических границ. Они меняются только вместе с развитием мирового технического прогресса. Разница может заключаться лишь в тех или иных особенностях страны и финансовых возможностях фирмы-производителя. Сейчас, спустя годы, можно даже утверждать, что именно "итальянский вариант" массового производства автомобилей в ФИАТовской трактовке по многим соображениям легче вписывался в наши тогдашние условия, чем какой-либо иной.

Высказывались и другие критические замечания в связи с решением о строительстве Волжского автозавода. К тому времени в стране производилось около 600 тыс. автомобилей в год, в том числе до 200 тыс. легковых и 400 тыс. грузовых. Несмотря на двукратное превышение выпуска грузовых над легковыми, нехватка грузозиков в народном хозяйстве была вполне ощутимой, особенно в период посевной и уборочной кампаний, когда из многих отраслей промышлен-

ности и армии " в порядке мобилизации" привлекались грузовые автомобили для покрытия возросшего объема перевозок, что вызывало известные "напряжения" у руководителей регионов.

Словом, и внешняя, и внутренняя обстановка вокруг этого проекта была непростой. Но, так или иначе, решение о строительстве ВАЗа было принято, и со всей остротой встал неизбежный вопрос: кто возглавит это громадное ответственнойшее дело? Любопытный факт: если отбросить все неизменные общепринятые процедуры аппаратной кадровой проработки "вариантов", можно сказать, что представленная министром автомобильной промышленности А.М. Тарасовым кандидатура В.Н. Полякова на пост директора ВАЗа не вызвала возражений ни у А.П. Кириленко, ни у А.Н. Косыгина, ни у Л.И. Брежнева и после личных бесед была принята, что называется, "с первого захода". Это говорит о многом — о безупречной репутации профессионала, опытного руководителя и неутомимого труженика, о безусловном авторитете, которым пользовался В.Н. Поляков в стране.

Время показало: он полностью оправдал этот авторитет. О строительстве и пуске, значении и развитии ВАЗа, о роли его первого директора хорошо известно. Следует лишь добавить, что В.Н.Полякову и его команде блестяще удалось, работая "на равных" с иностранными специалистами, воспринять и аналитически оценить опыт ФИАТа, переосмыслить его применительно к отечественным реалиям, с поистине мичуринским мастерством "скрестить капитализм с социализмом" в масштабах отдельно взятого завода, не потеряв из иностранного опыта главного, ради чего, собственно, и задумывался этот проект, — не только придать отечественному автомобилестроению новый уровень, новый стиль, новую философию массового производства автомобилей, но и обеспечить адекватные и широкомасштабные изменения во всей автомобильной инфраструктуре — от металлургии и станкостроения

вплоть до автосервиса, а значит, во всем народном хозяйстве.

Назначение В.Н. Полякова на пост министра автомобильной промышленности в 1975 г. было не только закономерным и логичным следствием тех высочайших авторитета, опыта и профессионализма, которыми он обладал, но и продолжением преемственности линии на развитие автомобильной промышленности. Это был период практического освоения созданных огромных мощностей по производству большегрузных автомобилей на Камском автозаводе, проект которого осуществлялся в более трудных, по сравнению с ВАЗом, условиях. Началась практическая реализация решений по дизелизации ГАЗа и ЗИЛа.

И во всех этих делах особенно ярко проявились качества В.Н. Полякова как крупного хозяйственного руководителя и государственного деятеля.

Руководство автомобильной промышленностью, этой важной отраслью народного хозяйства, — конечно, труд коллективный. Но именно В.Н. Поляков выдвинул и настойчиво проводил в жизнь идею необходимости непрерывного повышения технического уровня во всех аспектах деятельности отрасли. Это требовало значительных средств. А добиваться их после больших "залповых" капиталовложений в создание ВАЗа и КамАЗа было очень непросто. Но В.Н. Полякову удалось доказать необходимость и обеспечить финансирование отрасли "поддерживающими" ассигнованиями, без которых можно было потерять достигнутый дорогой ценой технический уровень.

Тема "В.Н. Поляков и автомобильная промышленность" поистине неисчерпаема. К счастью, она продолжается и сейчас. Трудно назвать другого человека, внесшего сопоставимый вклад в развитие отрасли. И все же главное — В.Н. Поляков создал новую школу отечественного автомобилестроения. Те, кто прошел ее, в том числе многие из нынешних ведущих руководителей и специалистов отрасли и народного хозяйства, гордятся этим.

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 65.016.8:330.113.001.2

Правовые основы банкротства предприятий¹

В.И. ПАШКОВ
АО "Автосельхозмаш-холдинг"

До сих пор речь шла, так сказать, о чисто правовой стороне проблемы. Но есть в ней и практическая сторона: как определить, платежеспособно или неплатежеспособно предприятие?

¹Продолжение. Начало см. "АП", 1995 г., № 1 и 2.

Раньше это делалось просто — подсчитывались три коэффициента: абсолютной ликвидности (K_1), покрытия (K_2) и общий покрытия (K_3). Первый из них представляет собой отношение суммы денежных средств и краткосрочных финансовых вложений к краткосрочной задолженности и показывает, какая часть текущей задолженности может быть оплачена предприятием в срочном порядке. Второй — это отношение суммы денежных средств, краткосрочных финансовых вложений и средств в расчетах к краткосрочной задолженности. Третий (его еще называют коэффициентом текущей ликвидности) характеризует общую обеспеченность предприятия оборотными

средствами и определяется как отношение суммы фактической стоимости находящихся в наличии у предприятия оборотных средств в виде производственных запасов, готовой продукции, денежных средств, дебиторской задолженности, краткосрочных финансовых вложений и прочих оборотных активов (сумма итогов II и III разделов актива баланса) к наиболее срочным обязательствам предприятия в виде краткосрочных кредитов банков, краткосрочных займов и различных кредиторских задолженностей (итог II раздела пассива баланса за вычетом строк 500, 510, 730, 735, 740). И было принято считать, что предприятие платежеспособно при стабильной структуре оборотных активов, если указанные коэффициенты соответственно не ниже, чем 0,2; 0,7 и 2,0. В современной экономической ситуации, характеризующейся высокой дебиторской задолженностью, и без подсчета коэффициентов ясно, что такая стабильность отсутствует. Поэтому реальным измерителем уровня платежеспособности предприятия можно, видимо, считать только общий коэффициент покрытия. Предприятие должно погасить свои краткосрочные обязательства, не создав затруднений для дальнейшего воспроизводственного процесса, что возможно лишь при нормальном, своем для каждого предприятия, соотношении оборотных активов и величины краткосрочных долгов — вне зависимости от структуры оборотных активов. Тщательный же анализ структуры оборотных активов подскажет предприятию пути повышения уровня платежеспособности.

Кроме указанных коэффициентов в качестве критериев для определения неудовлетворительной структуры баланса неплатежеспособных предприятий могут применяться и другие коэффициенты, характеризующие:

коэффициент независимости (K_4) — долю собственных средств, вложенных в общую стоимость имущества предприятия. Он определяется как отношение источников собственных средств (итог I раздела пассива баланса) к валюте баланса — нетто. Его нормативное значение должно быть не менее 0,5;

коэффициент обеспеченности собственными средствами (K_5) — наличие собственных оборотных средств, необходимых предприятию для обеспечения его финансовой устойчивости. Он определяется как отношение разности между объемами источников собственных средств и фактической стоимостью основных средств, прочих внеоборотных активов (итог I раздела пассива баланса минус итог I раздела актива баланса) к фактической стоимости находящихся в наличии у предприятия оборотных средств в виде производственных запасов, готовой продукции, незавершенного производства, денежных средств, дебиторской задолженности, краткосрочных финансовых вложений, прочих оборотных активов (сумма итогов II и III разделов актива баланса). Его нормативное значение — не менее 0,1;

коэффициент восстановления (утраты) платежеспособности (K_6) — реальную возможность предприятия восстановить либо утратить свою платежеспособность в течение определенного периода. Он вычисляется как отношение расчетного коэффициента текущей ликвидности ($K_{з\text{ расч.}}$) к его нормативному значению ($K_{з\text{ норм.}} = 2$).

$K_{з\text{ расч.}}$ определяется на основе динамики коэффициента текущей ликвидности K_3 за отчетный период работы предприятия по формуле:

$$K_{з\text{ расч.}} = K_{з\text{ факт.}} + C \frac{K_{з\text{ факт.}} - K_{з\text{ нач.}}}{T},$$

где $K_{з\text{ факт.}}$ — фактическое значение K_3 в конце отчетного периода; $K_{з\text{ нач.}}$ — фактическое значение K_3 в начале отчетного периода; T — отчетный период (число месяцев), принимаемый за базу расчета; C — принимаемый в расчет период восстановления платежеспособности (6 мес.) или период утери платежеспособности (3 мес.).

Как подчеркивалось, основанием для признания структуры баланса предприятия неудовлетворительной, а предприятия — неплатежеспособным являются фактические значения коэффициентов K_1, K_2, K_3, K_4, K_5 , меньшие нормативных. Величина же полученного по расчету коэффициента K_6 оценивается следующим образом: если при периоде восстановления платежеспособности, равном 6 мес., K_6 больше единицы ($K_{з\text{ норм.}}$, напомним, равен 2,0), то предприятие имеет реальную возможность восстановить свою платежеспособность. Если же K_6 меньше единицы (при $C = 3$ и $K_{з\text{ норм.}} = 2,0$), то может быть принято решение о том, что предприятие в ближайшее время не сможет выполнить свои обязательства перед кредиторами (т.е. утрачивает платежеспособность).

Из сказанного вытекают вполне очевидные выводы. Один из путей повышения платежеспособности — это увеличение доли собственных оборотных средств и соответствующее снижение доли заемных средств в источниках покрытия оборотных средств. И второе: часть оборотных активов целесообразно направлять непосредственно на погашение долгов. Отсюда и третий вывод: необходимы рост объемов производства экономически выгодной для предприятия продукции, ускорение оборота средств предприятия и реализация любых других мер, направленных на рост эффективности хозяйственно-финансовой деятельности.

В постановлении № 498 от 20 мая 1994 г. правительства Российской Федерации "О некоторых мерах по реализации законодательства о несостоятельности (банкротстве) предприятий" в качестве расчетных определены не все шесть коэффициентов, а лишь три — K_3, K_5, K_6 . Анализ баланса предприятия по ним производится на основании баланса за последний отчетный период, а также баланса на первое число текущего месяца. Затем принимается решение о признании структуры баланса предприятия неудовлетворительной, а предприятия — неплатежеспособным либо о наличии реальной возможности утраты платежеспособности. Коэффициенты позволяют также определить, что у предприятия-должника есть возможность восстановить свою платежеспособность.

Наконец, последнее — о порядке предоставления неплатежеспособным предприятиям государственной финансовой поддержки. Уже упоминавшееся постановление № 498 правительства определяет, что государственная финансовая помощь такому предприятию не предоставляется в четырех случаях: если на нем отсутствует план финансового оздоровления (бизнес-план); если им не поданы документы на приватизацию; если ранее предоставленная финансо-

вая поддержка использована не по назначению; если в течение трех лет до момента обращения предприятия за поддержкой она ему уже предоставлялась. И наоборот, такая помощь предоставляется, если все перечисленные условия выполнены в положительном смысле. В этом случае государственное финансирование может осуществляться на возвратной основе и быть направлено на восстановление платежеспособности (поддержания эффективной хозяйственной деятельности), а также финансирование реорганизационных или ликвидационных мероприятий. Но может и на безвозвратной основе, т.е. ассигнования выделяются только для финансирования объектов социально-культурного и коммунально-бытового назначения, законодательно дотационных и полностью бюджетных предприятий; для завершения ликвидационных процедур.

Финансирование оформляется договором между органом исполнительной власти, осуществляющим финансирование, и, с одной стороны, Федеральным управлением, с другой — уполномоченной организа-

цией (агентом) правительства Российской Федерации.

Финансирующими органами санационных мероприятий могут выступать Минфин либо уполномоченный финансовый орган субъекта Российской Федерации (из федерального бюджета или бюджета субъекта Российской Федерации), федеральный орган исполнительной власти, органы исполнительной власти субъекта Российской Федерации, органы местного самоуправления, уполномоченные от отраслевых и межотраслевых фондов (если они — источники финансирования). Агентами правительства РФ (или ее субъекта) могут выступать банковские учреждения, инвестиционные фонды и компании, заключившие договор.

Если установлено нецелевое или неэффективное использование государственных средств, выявлена невозможность достичь поставленных целей санации, Федеральное управление обязано внести в арбитражный суд ходатайство о досрочном прекращении намеченных мероприятий.

УДК 629.4.014.26/.27:65.016

О стимулировании развития парка газобаллонных автомобилей

А.М. СЕРЕЖЕНКИН
Глававтопром

Россия была одной из первых стран, в которых началось применение газа в качестве моторного топлива для автотранспорта. Еще в 1930-х годах появились первые автомобили, работающие на сжатом газе: сначала это были ЗИС-5, а несколько позднее — автомобили ГАЗ.

Великая Отечественная война прервала процесс оснащения АТС газобаллонной аппаратурой, и возобновился он лишь в начале 1950-х годов. А с середины 1960-х он практически прекратился, поскольку началось бурное развитие производства дешевых жидких моторных топлив и спрос на газобаллонные автомобили начал падать.

Однако к середине 1970-х годов положение снова изменилось: жидкое топливо постепенно переходит в разряд дефицитных. Поэтому с 1974 г. в стране выпуск грузовых автомобилей, работающих на сжиженном углеводородном газе, снова начал возобновляться. А позднее — и легковых автомобилей-такси и автобусов. С 1983 г. ЗИЛ и ГАЗ сделали еще один шаг в этом направлении — начали производство грузовых автомобилей, работающих на сжатом природном газе. Делали такие попытки и другие автозаводы. В результате годовой выпуск грузовых автомобилей, предназначенных для работы на сжиженном и сжатом газах, и комплектов для пересоборудования находящихся в эксплуатации обычных АТС в газобаллонные достиг в 1988—1989 г. 77 тыс. шт. Общий парк газобаллонных АТС в 1990 г. на территории бывшего СССР превысил 300 тыс. единиц.

С 1991 г. их производство уменьшается. Этот спад вызван прежде всего снижением общего объема выпуска машиностроительной продукции, а также полным отсутствием "давления" со стороны директивных органов, принуждавших ранее производить и приобретать газобаллонную технику. Хотя спрос на них, безусловно, должен быть, особенно в тех странах СНГ, где с жидким топливом не все благополучно. Значит, уже сейчас нужно изыскивать пути развития парка газобаллонной автомобильной техники. В том числе и с учетом опыта дальнего зарубежья.

Опыт же там достаточно большой. Например, сейчас сжиженный углеводородный газ используется в 25 странах мира, на нем эксплуатируется около 2 млн. автомобилей. Правда, равномерности их распределения по странам нет.

Так, в Западной Европе парк автомобилей сосредоточен в основном в Италии и Нидерландах, на американском континенте — в США, Канаде и Мексике, в Юго-Восточной Азии — в Японии и Южной Корее. Причем характерно, что во всех этих странах применение газовых топлив обусловлено не столько требованиями рынка, сколько стимулированием производителей и потребителей со стороны государства. Существует два направления такого стимулирования. Во-первых, созданием необходимой инфраструктуры, в первую очередь развитием сети газонаполнительных станций (в Нидерландах парк в 700 тыс. газобаллонных автомобилей обслуживают 2 тыс. заправок станций). Во-вторых, регулированием цен на сжиженный газ для автотранспорта (во всех перечисленных странах они в ~1,5 раза ниже, чем цены на бензин).

Государственное стимулирование здесь привело к тому, что около половины газобаллонных автомобилей работает на сжатом природном газе, хотя это менее удобно, чем работа на сжиженном углеводородном газе (при его использовании мощность двига-

теля снижаются на 15–20 %, уменьшаются грузоподъемность и запас хода автомобиля, так как приходится возить тяжелые баллоны). Тем не менее в настоящее время в мире парк автомобилей, использующих сжатый природный газ, составляет — по разным источникам — 700–1000 ед. В том числе в Италии их около 250 тыс., в Аргентине — 80 тыс., в Новой Зеландии — 45 тыс., Канаде — 30 тыс. Специалисты полагают, что в скором будущем в качестве моторного топлива на транспорте может быть использовано 4–5 % добываемого в мире газа. Доказательства тому — программы по наращиванию использования природного газа на транспорте, принятые почти в 20 странах мира, а также создание международной ассоциации по автомобилям, работающим на сжатом природном газе, которая предназначена для координации работ в этой области.

Программы эти достаточно обширны. Например, в США ставится задача увеличить к 1999 г. парк автомобилей, работающих на сжатом природном газе, до 1 млн. шт., в Канаде к 2005 г. — до 1,5 млн. Для достижения этой цели правительство США выделяет средства из федерального бюджета и предусматривает налоговые льготы, оказывает финансовую поддержку переводу на природный газ автотранспорта почтового ведомства, министерства обороны, коммунальных служб, автобусного парка и др. Правительство Канады тоже предусматривает стимулирование использования этого вида топлива путем выплат частичных компенсаций затрат при оснащении автотранспорта газовым оборудованием и строительстве газокompрессорных заправочных станций.

Очень интересен в этом смысле опыт Новой Зеландии. В начале 1980-х годов ее правительство приняло программу по переводу на газовое топливо 110 тыс. автомобилей и выполнило ее к концу десятилетия. Основными мерами, позволившими обеспечить быстрый рост парка газобаллонных автомобилей, были дотации на покупку газового оборудования, льготное налогообложение, низкие цены на газовое топливо, строительство станций с участием государственных средств. Но как только льготы были уменьшены,

парк газобаллонных АТС сразу же значительно снизился.

Поддерживает применение газа на транспорте и правительство Австралии. Оно выделяет долгосрочные кредиты на создание заправочных станций и оборудование автотранспорта системами питания газом.

Государственная поддержка развития парка газобаллонного общественного транспорта проводится во Франции, Испании, готовятся правительственные программы в Швеции и Финляндии.

Таким образом, из зарубежного опыта следует: развитие потребления сжатого природного газа на транспорте может быть реализовано только при активном участии государства. То есть определенные неудобства потребителя при использовании газового топлива должны быть компенсированы системой льгот и дотаций, средства на введение которых должны изыскиваться в государственном бюджете.

Очевидно, что Россия в этом смысле не может быть исключением. Для того чтобы заинтересовать владельцев автотранспортных средств в применении газового топлива, нужно, как и за рубежом, во-первых, осуществлять государственное регулирование цен на это топливо, причем так, чтобы цена на сжатый природный газ не превышала 40 %, а на сжиженный углеводородный — 70 % стоимости бензина. Во-вторых, предоставлять долгосрочные беспроцентные ссуды на приобретение газового оборудования и пересоборудование им транспортных средств, а также на компенсацию стоимости газового оборудования в приобретаемом газобаллонном автомобиле. В-третьих, снизить ставки налога на добавленную стоимость газового оборудования и газобаллонных автомобилей, а при продаже автомобильной техники и газового оборудования государственным предприятиям, предприятиям общественного транспорта, городских коммунальных служб такого налога не взимать вообще. В-четвертых, инвестирование строительства газонаполнительных станций, производства оборудования для заправки газом должно идти в основном за счет бюджетных средств или долгосрочных "дешевых" кредитов.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.114.6:621.43<313>

КАКИМИ БУДУТ БЕНЗИНОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук М.А. ГРИГОРЬЕВ, В.И. СОНКИН
НАМИ

В 1876 г. немецкий инженер Н. Отто впервые реализовал в металле концепцию четырехтактного двигателя, предложенную за 14 лет до этого французским инженером Бо де Рошем. Двигатель Отто состоял из одного горизонтального цилиндра ($S \times D = 300 \times 161$), имел рабочий объем 6,05 л и степень

сжатия 2,5. Его мощность была равна 2,2 кВт (3 л.с.) при 180 мин⁻¹, а литровая мощность — 0,37 кВт/л, или 0,5 л.с./л; эффективный КПД достигал 14 %, что значительно превышало КПД паровых двигателей того времени. (Спустя 10 лет аналогичные двигатели Г. Даймлер и К. Бенц применили для привода первых автомобилей.)

С тех пор конструкция и технология производства автомобильного двигателя постоянно развиваются, причем за последнее время этот процесс не только не замедлился, но заметно усилился. Причины здесь — двоякого рода. С одной стороны, очень сильно сказываются такие социальные факторы, как повышенный

Нормы	Предельно допустимые выбросы вредных веществ, г/км. легковыми автомобилями				
	оксид углерода (II)	углеводороды и оксиды азота	неметановые углеводороды	формальдегид	твердые частицы
Отечественные, 1993 г., для двигателей, работающих на бензине:	этилированном	14,3–27,0	4,7–6,9	—	—
	неэтилированном	6,2–11,0	3,7–2,3/0,86–1,5*	—	—
Евро-I, 1993 г.	2,72	0,97	—	—	—
США, 1994 г. (автомобиль с пониженной токсичностью)	2,1	0,15/0,250*	0,078	0,009	0,050
Евро-II, 1996 г.	2,0	0,5	—	—	—
США, 1997 г. (автомобиль с низкой токсичностью)	2,1	0,09/0,125*	0,047	0,009	0,050
Евро-III, 1999 г.	1,0	0,1/0,1	—	—	—
США, 2000 г. (автомобиль со сверхнизкой токсичностью)	1,1	0,05/0,125*	0,025	0,005	0,025

* В числителе — углеводороды, в знаменателе — оксиды азота.

потребительский спрос на комфортабельные динамичные автомобили с хорошими ездовыми качествами; энергетический кризис и обусловленное им ужесточение требований топливной экономичности АТС; жесткое законодательное регулирование токсичных веществ в отработавших газах (см. таблицу). С другой стороны, развитию ДВС способствуют успехи в области высоких технологий, разрабатываемых на основе широкого использования современных научных методов, электроники и новых материалов.

Так, анализ показывает, что за последние два десятилетия объем мирового производства легковых

автомобилей возрос почти в 1,5 раза, достигнув 35–36 млн. шт. в год, причем число новых моделей и модификаций увеличилось вдвое, а их технико-экономические показатели значительно улучшились. (Более конкретное представление о среднем техническом уровне легковых автомобилей разных классов, оборудованных четырехтактными бензиновыми двигателями, и об изменении этого уровня за прошедшие 18 лет дает рис. 1. Из него, в частности, видно, что скоростные и динамические их качества улучшались в среднем на 3–5 % за пять лет, а расход топлива — на 7–9 %; выбросы же токсичных веществ с отработавшими газами снизились по различным компонентам в 1,5–4,8 раза.)

Известно, что двигатель в той или иной степени влияет на каждое из потребительских свойств автомобиля. Например, скоростные (рис. 2) и динамические (рис. 3) качества зависят, в первую очередь, от мощности двигателя (точнее, от отношения снаряженной массы автомобиля к максимальной мощности двигателя). За два десятка лет это отношение уменьшалось в среднем с темпом 3–5 % за пять лет. Причина одна — повышались литровой мощности двигател-

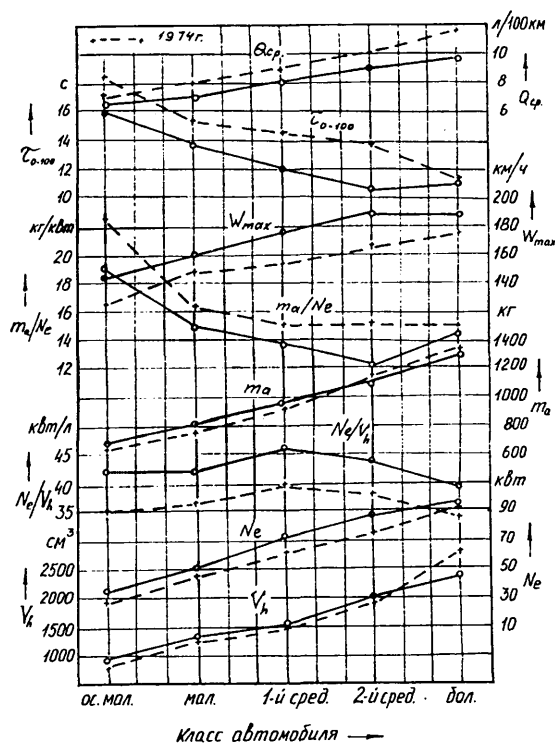


Рис. 1. Изменение показателей легкового автомобиля 1974-го (штриховые линии) и 1992-го (сплошные линии) модельных годов:

G_{cp} — средний расход топлива; τ_{0-100} — время разгона с места до скорости 100 км/ч; W_{max} — максимальная скорость; m_a — снаряженная масса; N_e — мощность; V_h — рабочий объем двигателя

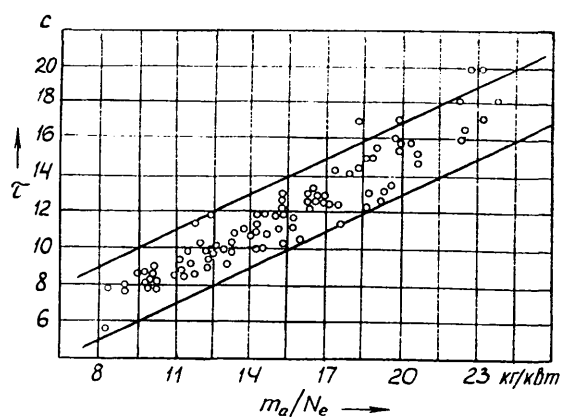


Рис. 2. Изменение времени (τ) разгона с места до 100 км/ч автомобилей первого среднего класса в зависимости от отношения "масса/мощность" (m_a/N_e)

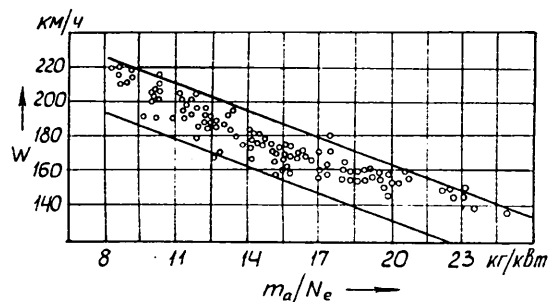


Рис. 3. Изменение максимальной скорости (W) движения автомобилей первого среднего класса в зависимости от отношения "масса/мощность"

лей, поскольку снаряженная масса автомобилей и рабочий объем двигателей изменились незначительно. На практике это означало изменение типажа автомобилей в направлении увеличения количества более динамичных моделей, оборудованных более мощными двигателями.

Статистика такой вывод подтверждает: за 20 лет доля наиболее динамичных моделей, у которых отношение массы к мощности двигателя составляет 7—15 кг/кВт (5,1—11,0 кг/л.с.), увеличилась во всех классах на 10—20 % (рис. 4).

Связь топливной экономичности автомобиля с показателями двигателя сложнее, поскольку на нее помимо двигателя влияют масса автомобиля, трансмиссия, аэродинамическое сопротивление и сопротивление качению шин. Но, судя по экспертным оценкам, доля двигателя в улучшении топливной экономичности среднего автомобиля за те же 20 лет составляет не менее 50 %, т.е. за каждые пять лет эта характеристика улучшалась на 3—5 %.

В последнее время сбыт на рынках Западной Европы, США и Японии автомобилей, токсичность отработавших газов двигателей которых выше действующих норм, невозможен. Причем нормы эти непрерывно ужесточаются. (Например, к 2000 г., как ожидается, они будут жестче нынешних в ~10 раз. Кроме того, появятся, вероятно, ограничения на выбросы еще одного компонента — углекислого газа.) Для их выполнения, как показывают многочисленные исследования, "внутридвигательных" мероприятий уже недостаточно. Требуются мероприятия "внедвигательные", т.е. такие, которые не оказывают непосредственного влияния на процесс сгорания топливовоздушной смеси, но обеспечивают нейтрализацию отработавших газов в выпускной системе. В этой связи ожидается, во-первых, более широкое применение антитоксичных систем с каталитическим нейтрализатором тройного действия (с неизменным использованием только нестилюрованных бензинов) и датчиком концентрации кислорода, работающего при стехиометрическом ($\alpha = 1$) составе смеси; во-вторых, решение проблем быстрого разогрева выпускной системы и двигателя в целом, т.е. повышения эффективности нейтрализатора на режимах пуска и прогресса. Однако нейтрализаторы — это дополнительное сопротивление в системе выпуска. Оно на 5—8 % повышает расход топлива автомобилей. Поэтому исследователи и конструкторы вынуждены искать пути компенсации таких потерь. И один из них —

работа двигателей, оборудованных трехкомпонентным нейтрализатором, на бедных ($\alpha = 1,3 \div 1,5$) смесях в сочетании с системой рециркуляции отработавших газов (пример — двигатель "Тойота" 4A-FE). Второй путь — нейтрализаторы нового поколения, в том числе на основе цеолитовых молекулярных сит.

Из этих двух путей первый представляется более привлекательным, так как позволяет обеспечить лучшую топливную экономичность и меньшие выбросы оксида углерода с отработавшими газами.

Далее. Основным типом автомобильной силовой установки сегодня остается четырехтактный бензиновый двигатель, хотя за последние 20 лет его доля снизилась с 95 до 80—85 %. И маловероятно, что в обозримом будущем он уступит свое доминирующее положение дизелю.

Все это не без причин. Во-первых, в четырехтактном бензиновом двигателе оптимально сочетаются технико-экономические показатели (высокие мощность и топливная экономичность, низкие уровни токсичности, шума и вибрации, компактность и небольшая масса, надежность); во-вторых, для их производства, ремонта и технического обслуживания создан мощный потенциал; в-третьих, в мире сложился такой баланс производства топлива, в котором преобладает бензин.

Так, современные четырехтактные бензиновые безнаддувные двигатели имеют литровые энергетические показатели, достигающие по мощности — 78 кВт/л (106 л.с./л) и по крутящему моменту — 99 Н·м/л (9 кгс·м/л), а двигатели с наддувом — соответственно 112 кВт/л (152 л.с./л) и 188 Н·м/л (19,1 кгс·м/л). Эти показатели достигнуты при выполнении самых жестких требований по токсичности и шуму и сравнимы, как видим, с показателями гоночных двигателей недавнего прошлого.

Минимальные удельные расходы топлива лучших бензиновых двигателей с нейтрализаторами (автомобиль "Форд Сьера", например) находятся на уровне 240—245 г/(кВт·ч), или 176—180 г/(л.с.·ч), что в недалеком прошлом достигалось только на дизелях. На частичных нагрузках (при $n = 2000$ — 3000 мин⁻¹ и $p_c = 0,2$ МПа, или 2 кгс/см²) удельные расходы топлива составляют 400—405 г/(кВт·ч), или 294—298 г/(л.с.·ч).

Ожидается, что дальнейшая эволюция бензиновых двигателей будет продолжаться в направлении улучшения топливной экономичности, снижения токсичности и шума, увеличения максимальной мощности

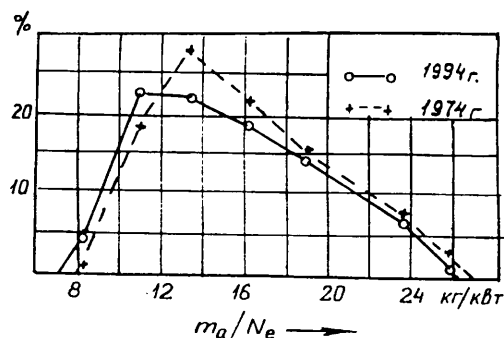


Рис. 4. Распределение автомобилей первого среднего класса в зависимости от отношения "масса/мощность"

и крутящего момента на малых и средних частотах вращения коленчатого вала, уменьшения массогабаритных показателей, повышения надежности. В связи с этим в начале 1980-х годов заметно изменился подход ведущих автомобильных компаний к формированию типажей своих двигателей. К примеру, при формировании семейства двигателей различной мощности предпочтение отдавалось простым техническим решениям. Таким, как изменение рабочего объема за счет диаметра цилиндра, применение двухкарбюраторного питания и различному сочетанию этих технических решений. Сегодня большинство фирм предпочитает более сложные решения: многоклапанное газораспределение, многоточечный электронный впрыск топлива, наддув, изменение рабочего объема за счет хода поршня. Это, безусловно, разумно, поскольку такие решения не только повышают энергетические показатели двигателей, но и улучшают их топливную экономичность, снижают токсичность отработавших газов.

Внедрение электронного впрыска, многоклапанного газораспределения и наддува началось на двигателях автомобилей высокого класса, но уже распространилось на все другие классы двигателей. (Так, более 90 % легковых автомобилей с двигателями рабочим объемом 1,8 л и выше в настоящее время оборудуются системами электронного впрыска топлива, более 40 % — головками цилиндров с трех-четырёхклапанным газораспределением и около 15 % имеют наддув. Соответственно сократилось применение карбюраторных и особенно двухкарбюраторных систем питания.)

Переход закономерен. Ведь карбюраторные двигатели с двухклапанным газораспределением имеют низкие, по сравнению с другими двигателями, абсолютные и литровые энергетические показатели (рис. 5). Например, средние значения литровой мощности в зависимости от рабочего объема двигателя составляют от 35 до 39 кВт/л (от 47 до 53 л.с./л). Причем практически такими же эти показатели были и 15 лет тому назад. Вместе с тем за эти годы среднестатистический максимальный крутящий момент двигателей возрос на 4–6 %, а соответствующая ему частота вращения, наоборот, снизилась на 100–400 мин⁻¹; степень сжатия, несмотря на снижение (вследствие перехода на неэтилированный бензин) за это же время октанового числа товарного топлива на 1–3 пункта, возросла на 0,3–0,5 ед. Достигнуто это благодаря соответствующим техническим решениям по рабочему процессу и конструкции (камера сгорания с осевым вихрем, электронный карбюратор, композиционные материалы и др.). Но, повторяем, конкурировать таким двигателям (в том числе по топливной экономичности и токсичности) с двигателями новых поколений становится все труднее. Хотя они пока и удовлетворяют действующим ныне нормам, дешевле в производстве. Но, видимо, довольно скоро их перестанут устанавливать даже на дешевые модели автомобилей, как это делается сейчас. Современным тенденциям повышения динамических качеств легковых автомобилей, топливной экономичности, снижения токсичности отработавших газов гораздо лучше удовлетворяют системы впрыска топлива в сочетании с его электронным контролем. Например,

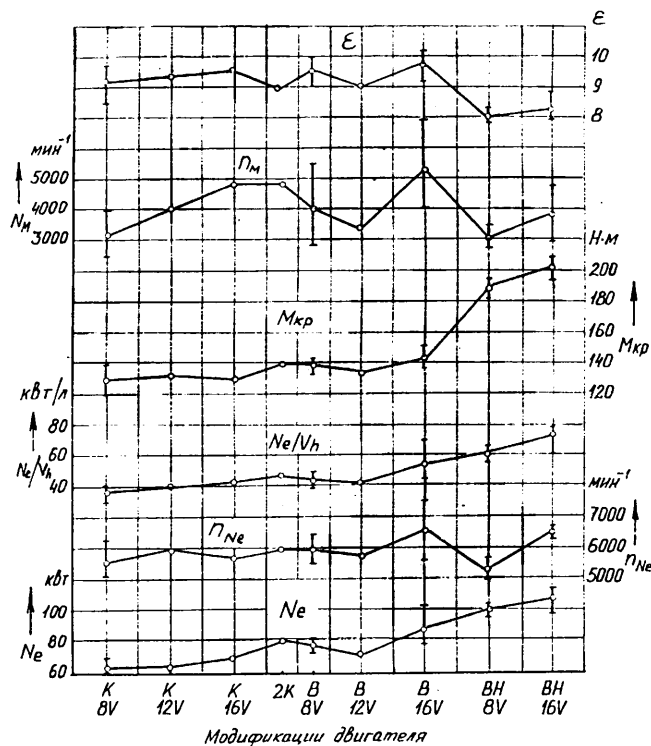


Рис. 5. Изменение показателей четырехцилиндрового двигателя рабочим объемом 1,6 л в зависимости от способа форсирования: К — карбюратор; В — впрыск топлива; Н — наддув; V — число клапанов

у двигателей, оборудованных системой многоточечного впрыска, энергетические показатели на 15–20 % выше, поскольку при ней гораздо ниже аэродинамическое сопротивление впускной системы и более рационально используется газодинамический наддув. Лучше у них и топливная экономичность, поскольку степень сжатия выше, а подача и распределение топлива по цилиндрам на всех режимах, включая переходные, холостого хода, пуска, прогрева, дозируются более точно.

Однако и здесь выявляется очень интересная закономерность. Обеспечив 15–18 лет тому назад "скачок" мощностных показателей до 41–48 кВт/л (56–65 л.с./л) и снизив на 200–400 мин⁻¹ частоты вращения коленчатого вала, соответствующие максимальному крутящему моменту, системы впрыска, как и карбюраторные, перестали улучшать эти показатели. И не потому, что их резервы были сразу исчерпаны, а скорее потому, что фирмам не было нужды спешить: переводя свои автомобили с двигателей карбюраторных на двигатели с системами впрыска, они в любом случае делали продукцию конкурентоспособной. Сейчас же положение изменилось: конкурируют не карбюратор с системой впрыска, а системы между собой. Поэтому работа над совершенствованием последних развернулась достаточно широко. Идет она главным образом в направлении электронизации. Например, система зажигания с датчиком детонации позволяет значительно повысить степень сжатия (в рамках заданного октанового рейтинга топлива), что обеспечивает хорошую топливную экономичность двигателя на частичных нагрузках, и предотвратить детонацию на нагрузках полных дви-

гатели "Тойота", "Ровер Монтего" и др.); системы питания с датчиком кислорода на выпуске в сочетании с антиоксичными устройствами соответствуют жестким требованиям современных и перспективных стандартов по токсичности.

Практически все ведущие автомобильные компании выпускают модификации двигателей с многоклапанным газораспределением: есть трех-, четырех- и пятиклапанное, но наибольшее распространение получили двигатели с четырьмя клапанами на цилиндр и многоточечным впрыском топлива. Четырехклапанные по сравнению с двухклапанными имеют ряд достоинств. У них выше (на 10—15 %) энергетические показатели, поскольку меньше аэродинамическое сопротивление впускной и выпускной систем, а расход топлива на 5—8 % ниже (благодаря повышенной степени сжатия, быстрому сгоранию топливоздушная смесь и низким тепловым потерям, обеспечиваемым компактной формой камеры сгорания и центральным расположением зажигания). Например, литровая мощность таких двигателей достигает 52—57 кВт/л (70—77 л.с./л), минимальный удельный расход топлива не превышает 240 г(кВт·ч), или 177 г/(л.с.·ч), их удельная масса равна 1,25—1,55 кг/кВт (0,92—1,14 кг/л.с.).

Уменьшение числа клапанов на цилиндр до трех, а также замена многоточечного впрыска топлива центральным или карбюраторным питанием, на первый взгляд, нецелесообразны (см. рис. 5), так как при этом снижается мощность двигателя. Но фирмы иногда это делают, чтобы получить модификации с некоторыми промежуточными энергетическими показателями.

У многоклапанного газораспределения есть и еще достоинство — в смысле перспективы. Оно хорошо адаптируется к системам режимного регулирования рабочего процесса. Таким, как системы регулирования фаз газораспределения, впускные системы с изменяемой геометрией, системы регулирования вихря на впуске и т.п. В последнее время заметно усилилась тенденция использования многоклапанного газораспределения для повышения крутящего момента на малых и средних частотах вращения коленчатого вала (двигатели "Мерседес-Бенц-Е 500", Хонда В-16А) и улучшения топливной экономичности на частичных нагрузках и холостом ходу (двигатели "Опель Омега", "Мазда" JS-DE). Но делается это пока чисто опытным путем. В дальнейшем же, по всей видимости, специалисты займутся более пристальным изучением внутрицилиндровых физических и химических процессов, в том числе с привлечением современных методов физического и компьютерного моделирования.

Надув — наиболее радикальное средство повышения (на 30—50 %) энергетических показателей бензиновых двигателей, поэтому применяют его все чаще и чаще. Причем большинство моторостроителей предпочитают отдавать турбоагнетателям, и лишь две фирмы, "Тойота" и "Фольксваген", применяют на своих двигателях нагнетатели приводные. Почему турбоагнетателям — понятно. Они, как правило, тише, чем приводные, меньше вибрируют, обеспечивают большую свободу выбора конструктору. Но, с другой стороны, турбоагнетатель отбирает много

теплоты от отработавших газов, поэтому задерживает прогрев нейтрализатора и тем самым снижает его эффективность на режиме прогрева двигателя. Поэтому некоторые эксперты считают: после 2000 г., когда требования экологии станут еще жестче, интерес к турбонаддуву снизится.

Приводные нагнетатели, кроме того, обеспечивают лучшую приспосабливаемость двигателя при резком открытии дросселя.

Улучшению топливной экономичности наддувных двигателей способствуют системы контроля детонации в каждом цилиндре и промежуточные теплообменники наддувочного воздуха (благодаря последним можно повысить степени сжатия и минимизировать тепловые потери в двигателе). Работы по этим направлениям ведутся.

Второе перспективное направление — замена двигателя с естественным газообменом наддувным двигателем меньшего литража с одновременной ревизией передаточного отношения трансмиссии. Ожидается, что более высокая нагрузка двигателя обеспечит улучшение топливной экономичности автомобиля при сохранении его динамических качеств.

Для повышения топливной экономичности и снижения токсичности ключевое значение имеет правильный выбор системы сгорания. Вполне вероятно, что более широкое распространение получат системы сгорания, активно использующие турбулентные газодинамические процессы, в том числе осевой и радиальный вихри, вытеснитель в камере сгорания. (Благодаря более быстрому сгоранию такие системы обеспечивают бездетонационную работу с повышенной до 10—11 ед. степенью сжатия, а также расширяют на 10—20 % пределы обеднения смеси без ущерба для стабильности сгорания).

Заделы здесь уже есть. Например, еще в конце 1970-х годов специалисты НАМИ разработали систему сгорания с вихревым движением заряда, обеспечивающую 5—8 %-ю экономию топлива и 15—25 %-е снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами. Более того, система внедрена на двигателях АЗЛК, ЗМЗ и ЗИЛ. Применяют и близкие к ней системы фирмы "Ниссан", "Форд", "Опель".

Как свидетельствует опыт, эти системы особенно эффективны на малых частотах вращения коленчатого вала и нагрузках. Но с увеличением частоты вращения их эффективность снижается, поскольку растут тепловые потери и ухудшается наполнение цилиндров. Правда, данный недостаток можно устранить, что и сделано, например, на двигателях "Мазда" JE, "Ниссан" RB20DE и др.

Очень перспективное направление повышения эффективности системы сгорания — камеры сгорания с несколькими (обычно двумя) свечами зажигания: в этом случае значительно сокращается путь фронта пламени, распространяющегося по камере сгорания (а следовательно, повышается скорость сгорания топливоздушной смеси, расширяются пределы ее обеднения), улучшаются антидетонационные качества двигателя. Так, две синхронно работающие свечи, установленные на серийном двигателе "Ниссан", обеспечили возможность его работы на стехиометрической смеси с 33 %-й рециркуляцией отработавших газов, что резко снизило выбросы оксидов азота. Но

и это не предел: если двухсвечное зажигание сделать асинхронным, то, по данным НАМИ, эти выбросы можно уменьшить еще на 10–15 %. Причем одновременно заметно улучшатся и антидетонационные качества двигателя.

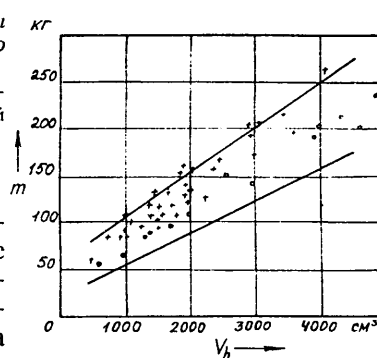
Экзотическую — четырехсвечную — систему разработала недавно фирма "Мазда" для своего экспериментального четырехклапанного двигателя рабочим объемом 1290 см³. На нем три свечи располагаются по периферии шатровой камеры сгорания и одна — в центре. Часть камеры сгорания (для стабилизации интенсивного вихря, создаваемого на впуске на частичных нагрузках путем отключения одного из двух впускных каналов) расположена в днище поршня. Двигатель имеет степень сжатия 12 и оборудован антидетонационной системой с трехкомпонентным нейтрализатором. По данным фирмы, распространение пламени от периферии к центру предотвращает проникновение несгоревшей смеси в щели между гильзой, поршнем и верхним компрессионным кольцом и в масляную пленку, уменьшает жесткость и температуру сгорания, благодаря чему снижаются выбросы углеводородов и оксидов азота при сохранении термического КПД. Отмечается улучшение (на 16 %) топливной экономичности по сравнению с базовым односвечным двигателем, работающим на стехиометрической смеси, и на 12 % — при работе с одной центральной свечой на бедных смесях.

Снова возрождается интерес к двигателям с расщеплением заряда. Раньше такие двигатели критиковали за относительно низкие мощностные показатели и проблемы с выбросами углеводородов на некоторых режимах. Сегодня благодаря широкому применению многоклапанного газораспределения и электронного впрыска топлива эти проблемы, по-видимому, могут быть решены. Недавно фирма "Мицубиси" создала четырехклапанный двигатель, работающий на бедных топливовоздушных смесях, предназначенный для автомобиля "Галант". За счет геометрии днища поршня, двухсекционных впускных каналов, генерирующих радиальный вихрь на впуске, и подачи топлива во внутренние секции этих каналов с помощью двухструйных форсунок обеспечивается вертикальное расслоение заряда с концентрацией богатой смеси в центре камеры сгорания. По заявлению фирмы, двигатель имеет литровую мощность 46,7 кВт/л (63 л.с./л) и лучшую на 16 %, по сравнению с обычным двигателем того же рабочего объема, топливную экономичность по городскому циклу.

В связи с общей тенденцией повышения топливной экономичности, снижения токсичности, шума и вибраций основными направлениями совершенствования конструкций базовых деталей бензинового двигателя будут снижение массы, размеров, улучшение виброакустических характеристик при сохранении достигнутого уровня безотказности и долговечности. (Последняя для легковых автомобилей сегодня составляет 160–200 тыс. км пробега, и дальнейшее ее повышение считается нецелесообразным, так как такой пробег соответствует (шести-восемью) годам эксплуатации, за которые автомобиль устаревает морально.)

По мнению специалистов, меньше всего изменений произойдет в общей компоновке двигателя, которая достаточно устоялась и где по-прежнему будут пре-

Рис. 6. Зависимость массы двигателя m от рабочего объема V_h :
+ — чугунный блок цилиндров, о — алюминиевый блок цилиндров



обладать четырехцилиндровые рядные схемы с верхним расположением клапанов. Такая схема охватывает сегодня около 85 % всех моделей (остальные 15 % приходятся на двух- и четырехцилиндровые оппозитные: двух-, трех-, пяти-, шестицилиндровые рядные; четырех-, шести-, восьми- и двенадцатицилиндровые V-образные), хотя не исключено появление необычных, более "плотных" компоновок, например, с W-образным расположением цилиндров (двигатель "Ауди Авуs"), с V-образным расположением овальных цилиндров (двигатель "Хонда" NR) или 5-, 7-цилиндровых аксиальных с регулируемым рабочим объемом (разработки НАМИ).

Снижение массы и размеров двигателя будет происходить в основном за счет более рационального конструирования всех деталей, с использованием современных методов компьютерного моделирования и конечно-элементного анализа, а также вследствие возрастающего применения более легких материалов с прогрессивными характеристиками, в том числе алюминиевых и магниевых сплавов, полимеров, композитов и керамики.

На рис. 6 приведена зависимость массы современных бензиновых двигателей от их рабочего объема. Как из него видно, без учета охлаждающей жидкости, масла, деталей подвески и сцепления их литровая масса составляет 45–90 кг/л, причем меньшие значения относятся к двигателям с алюминиевыми блоками цилиндров, поскольку именно блок цилиндров оказывает наибольшее влияние на массу и размеры двигателя (его вклад в общую массу достигает 30 %).

Но большинство современных двигателей имеет чугунные блоки, которые обеспечивают высокую износостойкость цилиндров и жесткость конструкции. Поэтому массу двигателя и стараются снизить за счет применения моноблочной конструкции, тонкостенного (3,3–4,0 мм) литья, минимизации межцилиндрового расстояния (вплоть до устранения протоков между цилиндрами). Ряд фирм используют также "смешанные" конструкции: блоки выполняют из легкого сплава, но заливают в них тонкостенные чугунные гильзы ("Ситроен", "Пежо"); делают единую чугунную отливку, состоящую из нескольких гильз ("Дженерал Моторс", "Ниссан"); устанавливают мокрые чугунные гильзы. Однако более существенное снижение массы даст все-таки моноблок из алюминиевого сплава. Впервые такой сплав с высоким (более 12,6 %) содержанием кремния был разработан фирмой "Рейнольдс Металс" и применен на двигателе "Шевроле Вега" в 1970 г. Сейчас аналогичные блоки используются на дорогих моделях — "Мерседес-Бенц-500SL" и "Порше-928", — не уступая чугуну по своим противозносным свойствам.

Композиционные материалы открывают новые возможности для совершенствования конструкции блока. И эти возможности уже реализуются. Например, алюминиевый блок с поверхностным слоем гильзы из композиционного материала успешно применила фирма "Хонда" в двигателе "Прелюд".

Для снижения механических потерь и вибрации двигателя массу поршня нужно уменьшать. Эту задачу решают с помощью легких гиперэвтекстических алюминиевых сплавов с улучшенными противозносными и высокотемпературными свойствами, а также путем уменьшения толщины поршневых колец, а

значит, высоты поршня (двигатель "Ниссан" VQ). Той же цели достигают и переходом с трех на два поршневых кольца (двигатель "Исудзу" 4XC1), укорочением юбки. Все это позволяет снизить массу поршня на 15—25 %.

Дополнительное уменьшение массы, трения и шума бензинового двигателя можно получить за счет облегчения шатунов, выполняя их из металломатричных композитов; применения керамики для впускных и выпускных клапанов, толкателей, поршневых пальцев; использования композиционных материалов для клапанных крышек и масляного поддона, пластмассы — для впускных трубопроводов.

УДК 629.43

НОВОЕ ГОРОДСКОЕ АВТОТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО

В.В. РАЗУМОВСКИЙ
Глававтопром Роскоммаша

55-я Международная автомобильная выставка в Ганновере (3—11 сентября 1994 г.), проходившая под своим традиционным девизом "Мобильность, многообразие, экологичность", преподнесла автомобильному миру ряд новинок.

Пожалуй, наиболее интересная — разработанное концерном "Мерседес-Бенц" комбинированное пассажирское транспортное средство, дубус О 405 GNTD, представляющее собой гибрид сочлененного городского низкопольного автобуса и троллейбуса.

Комбинированные автобусо-троллейбусы делались в Германии и раньше, но они представляли собой стандартный автобус, в котором дополнительно размещали тяговый электродвигатель, питающее и пускорегулирующее оборудование. Новое транспортное средство имеет ряд особенностей. Прежде всего, это три источника энергии движения — дизель-генераторная установка, токосъемное оборудование от внешней контактной сети и блок аккумуляторных батарей. На нем нет тягового электродвигателя, карданной передачи и ведущего моста с главной передачей и дифференциалом. Вместо них на средней и задней осях дубуса размещены компактные электрические мотор-колеса, которые через планштарные шестерни в ступицах приводят АТС в движение (напомним, что в отечественной практике автомобилестроения дизель-генераторная установка и мотор-колеса применяются только на карьерных самосвалах БелАЗ).

Такая схема привода, разработанная концерном совместно с фирмой "Цанрадфабрик", обеспечила несколько преимуществ этому транспортному средству.

Во-первых, из-за отсутствия тягового электродвигателя, размещаемого у троллейбусов в пределах колесной базы, и обычной трансмиссии высоту пола удалось снизить до 370 мм и сделать его бесступенчатым, что улучшило условия и сократило время посадки—высадки пассажиров.

Во-вторых, шестицилиндровый дизель OM 447 hLA работает в составе дизель-генераторной установки

практически на постоянном режиме, поэтому дает минимальные выбросы вредных веществ в атмосферу.

В-третьих, уровни внутреннего и внешнего шума дубуса, опять же благодаря отсутствию механической трансмиссии, значительно ниже, чем у обычных автобуса и троллейбуса.

И, наконец, в-четвертых: в связи с тем, что колесная формула дубуса — 6×4, он имеет хорошие тягово-сцепные свойства при любой нагрузке и при любом состоянии дорожного покрытия, в том числе в зимнее время. При этом масса дубуса существенно меньше, чем у сочлененного автобуса или троллейбуса типа 6×4 с классической трансмиссией (два ведущих моста и два карданных вала, как это выполнено, например, на автобусе "Рено PR180-2"). Кроме того, в отличие от автобуса "Мерседес-Бенц О 405 G", у которого ведущая ось только задняя, узел сочленения дубуса не требует наличия сложного и дорогостоящего устройства противоскладывания.

На ступицах мотор-колес размещены дисковые тормоза. Хотя особой технической необходимости в такого типа тормозах для городских автобусов и троллейбусов нет (как правило, используются барабанные), в данном случае их применение вызвано, вероятно, требованием компактности мотор-колесного узла.

Одним из достоинств электрической трансмиссии дубуса является также возможность ее использования в качестве тормоза-замедлителя, что снижает нагрузку с рабочих дисковых тормозов и повышает безопасность движения. Причем при работе от подвесной контактной сети тормозная энергия замедлителя снова преобразуется в электрическую и рекуперируется обратно в сеть, а при работе от дизель-генераторной установки применяется для подзарядки аккумуляторных батарей.

Блок аккумуляторных батарей используется как запасной, аварийный или вспомогательный источник энергии движения на коротких расстояниях.

Дизель-генераторная установка размещена в заднем свесе поперек, что обеспечило лучшую планировку салона и повысило комфорт для пассажиров.

Другими элементами электропривода дубуса являются преобразователь тока, датчик нагрузки, электронный блок управления и переключатель источника энергии.

Технические характеристики опытного образца дубуса

Габаритные размеры, мм:	
длина	17820
ширина	2500
высота (с опущенными штангами)	3300
Колесная база, мм	5725+6175
Минимальный габаритный радиус поворота, мм	11350
Максимальная мощность:	
дизеля, кВт (л.с.)	221 (300)
генератора, кВт	220
электродвигателей мотор-колес, кВт	4×75
Максимальная скорость, км/ч:	
на дизель-генераторной установке	80
с питанием от подвесной контактной сети	65
Максимальный преодолеваемый подъем, %	18

УДК 621.43.(62-5)

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ, РАБОТАЮЩИМ НА ОБЕДНЕННЫХ ТОПЛИВОВОЗДУШНЫХ СМЕСЯХ

Канд. техн. наук В.Ф. КАМЕНЕВ, С.А. ЕФРЕМЕНКОВ
НАМИ

Требования стандартов ЕЭК и ЕЭС по ограничению выброса вредных веществ, действовавшие до 1993 г., как известно, можно было выполнить с помощью достаточно простых незамкнутых (без обратной связи) систем нейтрализации. Это достигалось за счет эффективного (80–90 %) окисления в нейтрализаторе оксида углерода и углеводородов на установившихся режимах при коэффициенте избытка воздуха, превышающем 1,1, и значительного (50–60 %) восстановления оксидов азота на режимах разгона при коэффициенте избытка воздуха, меньшем 1,0. Дополнительное снижение оксидов азота обеспечивалось введением системы рециркуляции отработавших газов. Правда, последнее несколько (на 3–5 %) увеличивало расход топлива автомобилем.

Но затем в ряде стран Европы были введены в действие более жесткие требования американского стандарта CFR-40 и Правила 83 ЕЭК ООН с Поправкой 1. Это заставило изготовителей автомобилей использовать более сложную трехкомпонентную систему нейтрализации отработавших газов, имеющую обратную связь через кислородный датчик (лямбда-зонд) в системе выпуска. Такая система позволяет снизить выброс оксида углерода и углеводородов более чем на 90 %, а оксидов азота — на 80 % (пунктирные линии на рис. 1). Но, к сожалению, лишь в узком диапазоне коэффициентов избытка воздуха, близком к стехиометрическому составу приготовляемой системой питания топливовоздушной смеси. В этом диапазоне, называемом окном бифункциональности нейтрализатора и лежащем в пределах $\alpha = 0,995 \div 1,002$, одновременно эффективно протекают как восстановление оксидов азота, так и окисление оксида углерода и углеводородов. Однако применение трехкомпонентной системы нейтрализации — дело вынужденное, поскольку она ухудшает ряд важных показателей двигателя и автомобиля в целом.

Так, из рис. 1 видно, что окно бифункциональности (зона 1) у современных двигателей с интенсифи-

цированными рабочими процессами располагается довольно далеко от наиболее экономичных составов топливовоздушной смеси (зона 2). Это ведет к потере до 10 % потенциально возможной топливной экономичности.

Еще один недостаток системы — обязательное использование платиновых катализаторов с добавкой родия, иначе эффективного восстановления оксидов азота в окне бифункциональности при флуктуациях состава смеси, контролируемых лямбда-зондом с помощью специальной программы управляющего компьютера, добиться нельзя. Платина же существенно повышает стоимость систем нейтрализации.

К сказанному следует добавить и то, что до сих пор не решена проблема защиты лямбда-зонда от "отравления" его соединениями цинка, фосфора и серы, находящихся в топливе и масле.

В этой связи возникает вопрос: а что если обеспечить работу двигателя в зоне 2, т.е. на предельно обедненной смеси? Ведь это само по себе снизит, по сравнению с двигателем, работающим на смеси стехиометрического состава, выбросы оксида углерода и углеводородов на 30–50 %, а оксидов азота — на

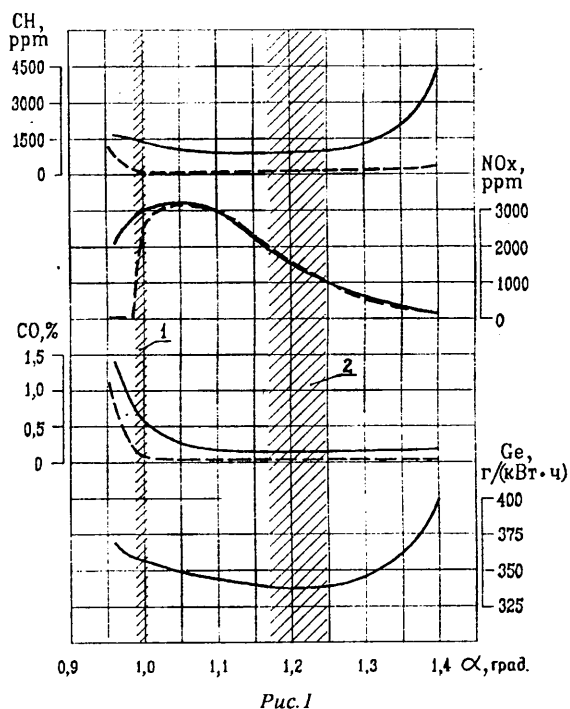


Рис. 1

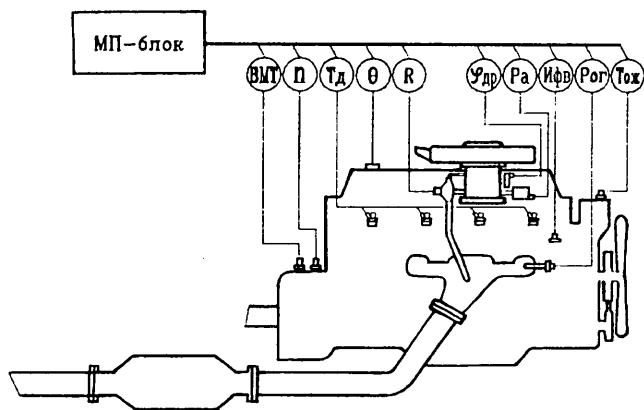


Рис.2

60–80 %. Причем топливная экономичность повысится на 10–12 %. Другими словами, на двигателе и без трехкомпонентной системы нейтрализации будут выполняться ныне действующие требования стандарта США по выбросу оксида углерода, а по выбросу оксидов азота он будет близок к этому.

Сказанное — для двигателестроительных фирм не новость. Они давно уже занимаются высокофорсированными рабочими процессами с целью обеспечения эффективного сгорания предельно обедненных топливовоздушных смесей. Получены и результаты: сейчас есть опытные двигатели, надежно работающие при коэффициенте избытка воздуха, превышающем 1,3. Таким двигателям, если бы началось их массовое производство, в настоящее время трехкомпонентные системы с лямбда-зондом были бы не нужны.

Но уже опубликованы проекты дальнейшего (поэтапного) ужесточения требований стандартов на токсичность отработавших газов. Эти требования не удовлетворит ни двигатель, работающий на предельно обедненной смеси, ни трехкомпонентная система нейтрализации. Здесь потребуются разрабатывать, на наш взгляд, комплекс мер. Это рабочие процессы, обеспечивающие сгорание топливовоздушных смесей при коэффициенте избытка воздуха, превышающем 1,3; системы питания, автоматически поддерживающие смеси на пределе их обеднения независимо от режима работы двигателя; системы зажигания, обеспечивающие работу двигателя на пределе детонации во время прогрева двигателя и нейтрализатора; системы, способные подавлять процессы образования или предотвращать выход оксидов азота через систему нейтрализации; нейтрализаторы на основе недорогих катализаторов.

Такие принципиально новые системы нейтрализации уже есть. Одна из них — отечественная комплексная антиотоксичная система (КАТС), которая рассчитана (рис. 2) на многоклапанный двигатель ЗМЗ-406.10 с форсированным рабочим процессом и впрыском топлива, или двигатель ЗМЗ-4022.10 с форкамерным рабочим процессом, у которых топливовоздушная смесь сгорает при коэффициенте избытка воздуха, большем 1,3. На первом prepares и дозирует смесь система распределенного или центрального впрыска топлива, на втором — карбюратор с электронными клапанами-корректорами. Состав смеси на пределах эффективного обеднения обеспечивает электронная система с обратной связью по

межцикловой нестабильности процесса сгорания в цилиндрах двигателя. Оба могут иметь электронную систему управления зажиганием и датчик детонации.

Особенность рассматриваемой КАТС — применение нейтрализатора окислительного типа, более дешевого, чем бифункциональный нейтрализатор, и тем не менее позволяющего выполнить требования по выбросу оксида углерода и углеводородов стандарта США и Правил 83.01 ЕЭК ООН. Однако она, как показали исследования, не сможет удовлетворить чрезвычайно жесткие нормативные требования стандарта США по выбросу оксидов азота, который планируется ввести с 1996–1999 гг. Не исправит положение и дополнительная система рециркуляции отработавших газов, поскольку она недостаточно эффективна при работе двигателя на переобедненных смесях и, как упоминалось, может существенно ухудшать топливную экономичность.

Здесь потребуются нетрадиционные решения, и они, безусловно, появятся, причем в процессе развития КАТС. Но для этого, очевидно, нужно хорошо знать уже существующие, т.е. современные системы.

Основной элемент нынешних КАТС — специализированное вычислительное устройство, приспособленное к работе на автомобиле и состоящее из собственного микропроцессора (МП-блок), а также из аппаратных и программных средств для обмена сигналами с объектом управления — ДВС.

На МП-блок возложены функции по автоматической оптимизации рабочего процесса двигателя путем воздействия на системы дозирования топлива и смесиобразования, зажигания, рециркуляции отработавших газов или оксидов азота, ускоренного прогрева впускного трубопровода и нейтрализатора после холодного пуска двигателя, диагностики основных систем ДВС и др. Программы управления хранятся, как правило, в перепрограммируемом запоминающем устройстве — ППЗУ.

Наибольшее распространение применительно к ДВС получили программы двух типов.

В программах первого типа закон формирования управляющего воздействия задается заранее, и это воздействие изменяется по определенной, однажды введенной программе. Например, для управления системой питания для каждой модели двигателя путем определения регулировочных характеристик по составу смеси при различных частотах вращения коленчатого вала и нагрузках определяется усреднен-

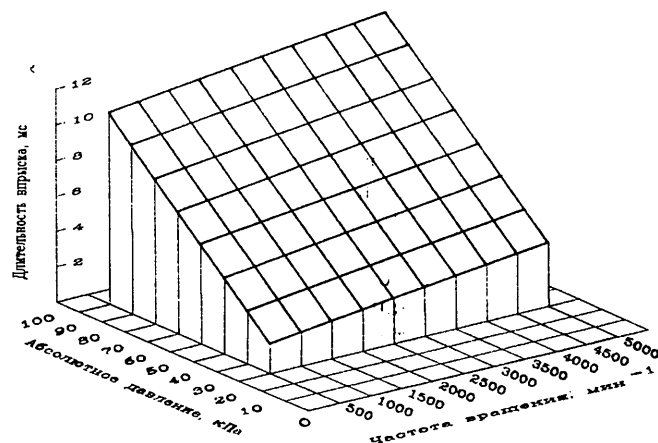


Рис.3

ная оптимальная программа дозирования топлива, задаваемая в виде трехкоординатной поверхности (рис. 3). В программу в виде дополнительных условий и ограничений вводятся, кроме того, сигналы датчиков, учитывающих влияние неустановившихся режимов работы двигателя, его теплового и технического состояния, внешних условий (барометрического давления, температуры, влажности и др.).

Такие системы управления называют программными. Их точность тем выше, чем меньше поля допусков на изготовление всех элементов. Поэтому такие системы сложны и дороги. Плохо и то, что рассогласование усредненной и реальной оптимальных программ для конкретного двигателя может быть значительным, так как разброс выходных характеристик двигателей вследствие отклонений физико-механических свойств конструкционных материалов и технологий производства при массовом выпуске, а также износа деталей, датчиков и исполнительных устройств в процессе эксплуатации есть всегда. В связи с этим системы программного управления требуют индивидуальной подстройки своих программ.

Программы второго типа применяются в адаптивных системах управления, которые имеют в своем составе один или несколько контуров обратной связи, что позволяет автоматически целенаправленным образом изменять программу работы, учитывая фактическое протекание рабочего процесса в двигателе.

Системы решают несколько задач: получают текущую информацию от датчиков режимов ДВС, формируют текущее (Q_T) значение показателя качества работы системы ДВС, сравнивают его с пороговым (Q_P) значением, вырабатывают управляющие воздействия, изменяют (настраивают) управляющие воздействия для обеспечения минимальной абсолютной разницы между Q_T и Q_P .

Текущую информацию о режимах ДВС, как правило, система получает при естественных входных воздействиях на объект управления, а текущее значение показателя качества либо отыскивает, либо вычисляет.

В качестве примера адаптивной системы управления можно привести ту же трехкомпонентную систему нейтрализации отработавших газов: датчиком обратной связи в ней служит лямбда-зонд. В зоне окна бифункциональности он имеет круто падающую характеристику, что позволяет поддерживать на основных эксплуатационных режимах работы двигателя состав смеси с коэффициентом избытка воздуха в диапазоне 0,995—1,002, оптимальном для нейтрализатора. На таких специфических режимах работы, как прогрев, полная мощность, разгон и др., состав смеси корректируется по сигналам датчиков теплового состояния двигателя, степени и скорости открытия дроссельной заслонки и т.д.

(Продолжение следует)

УДК 629.114.5

ГОРОДСКОЙ АВТОБУС: СОВМЕЩЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

Канд. техн. наук А.Л. СЕРГЕЕВ
Курганский машиностроительный институт

Выбор режимов совместной работы двигателя и гидротрансформатора представляет собой сложную задачу и требует комплексных решений, поскольку одновременно приходится решать две, по существу, противоречащие друг другу задачи — обеспечивать наиболее полное использование мощности двигателя при хорошей топливной его экономичности. Дело в том, что каждое из этих условий выполняется на своих и вполне определенных частотах вращения коленчатого вала (частоты вращения, соответствующие максимальной мощности и минимальному расходу топлива, не совпадают ни у дизелей, ни у карбюраторных двигателей).

Однако проблема разрешима. Особенно для частных случаев. Например, выполненные рядом авторов исследования и накопленный опыт эксплуатации гидромеханических передач свидетельствуют, что для городских автобусов с бензиновым двигателем частота n_0 вращения коленчатого вала, соответствующая совмещению характеристик двигателя при полной подаче топлива и гидротрансформатора на стоповом режиме (частота входа), должна составлять 0,5—0,75 частоты на режиме максимальной мощности, а в случае дизеля — 0,75—0,85. Причем чем меньше

удельная мощность автобуса, тем цифра должна быть ближе к верхнему пределу.

Следует учитывать и некоторые дополнительные обстоятельства. Так, чтобы шумность двигателя была меньше, частота, соответствующая совмещению характеристик, тоже должна быть возможно меньшей. Это, как известно, способствует также уменьшению скольжения на режиме гидромукты, а значит, меньшему выделению тепла гидropередачей.

Как видим, исследования и опыт эксплуатации дают лишь общие закономерности. Конструктор же имеет дело с поиском конкретного оптимума совмещения, обеспечивающего наилучшие эксплуатационные качества автобуса. И он находит этот оптимум, варьируя величины активного диаметра гидротрансформатора или передаточного числа согласующего редуктора. В случае использования непрозрачных или малопрозрачных гидротрансформаторов он добивается, чтобы нагрузочная кривая гидротрансформатора, соответствующая его максимальному КПД, пересекла кривую внешней характеристики двигателя в точке максимальной мощности. При этом заведомо совмещены режимы максимальной мощности двигателя и максимального КПД гидротрансформатора. Однако здесь есть одна тонкость: конкретному значению активного диаметра трансформатора или передаточного числа согласующего редуктора соответствует определенное и единственное значение n_0 , хотя рекомендуемый диапазон ее изменения, особенно для карбюраторных двигателей, как сказано выше, достаточно широк. И, учитывая разнообразие условий эксплуатации городских автобусов (по ин-

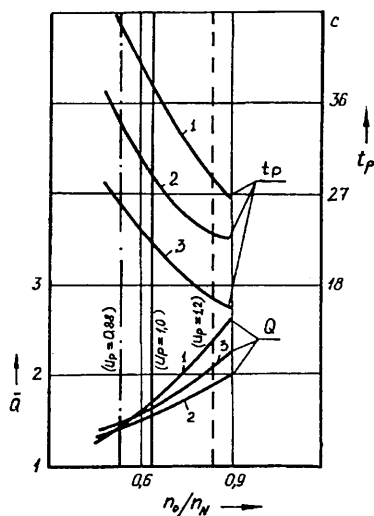


Рис. 1. Зависимости изменения времени разгона t_p и относительного расхода топлива от относительной частоты вращения коленчатого вала:
1 — предельная загруженность автобуса; 2 — максимальная; 3 — частичная

тенсивности движения, рельефу местности, загруженности, протяженности маршрутов и т.д.), хотелось бы иметь не одну, а несколько точек совместной работы двигателя и гидротрансформатора.

Добиться этого можно. Например, при постоянном диаметре гидротрансформатора — с помощью согласующего редуктора, имеющего переменное передаточное число (вариатора), или двух-трехступенчатого редуктора, охватывающего весь рекомендуемый диапазон частот n_0 . Управление согласующим редуктором может быть обеспечено электронным блоком АСУ ГМП.

Тягово-динамические и топливно-экономические показатели автобуса с гидромеханической передачей, имеющей несколько точек совместной работы гидротрансформатора и двигателя, были просчитаны на ЭВМ.

Расчетный режим — разгон с переключением передач в ГМП до момента блокировки гидротрансформатора (40 км/ч) — выбран не случайно. Во-первых, результаты исследования влияния совмещений характеристик двигателя и гидротрансформатора на установившихся режимах движения уже публиковались не один раз, т.е. широко известны. Во-вторых, на неустановившихся режимах работы у городских автобусов приходится весьма значительная часть общего цикла движения.

Уравнение движения системы "двигатель—гидротрансформатор" решали методом численного интегрирования Рунге—Кутты. При этом учитывалось влияние загруженности автобуса и различных моментов переключения передач с низшей на высшую для трех сочетаний совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора. В качестве объекта исследования был принят автобус городского типа с карбюраторным двигателем мощностью 111 кВт (150 л.с.) и трехступенчатой ГМП, активный диаметр гидротрансформатора которой равен 340 мм. Согласующий редуктор между двигателем и гидротрансформатором обеспечивал выбор любого из трех (0,88; 1,0; 1,2) передаточных чисел, что соответствует совмещению характеристик двигателя и гидротрансформатора на частотах n_0 , равных соответственно 0,53; 0,64 и 0,83 частоты вращения коленчатого вала на режиме максимальной мощности двигателя (первая из точек соответствует максимуму крутящего момента двига-

теля, вторая располагается между максимальными моментом и мощностью, третья — вблизи максимальной мощности). За базовые скорости переключения передач, согласно инструкции завода—изготовителя, были приняты: с первой на вторую — 18 км/ч, со второй на третью — 28, блокировка — при 40 км/ч. Масса при частичной загрузке (полупустой) — 10 т, при номинальной нагрузке — 13,5 и перегрузке в часы пик — 16 т.

Расчеты показали, что при одной и той же массе автобуса наиболее высокие динамические показатели разгона были получены при совмещении по третьему варианту (передаточное число равно 1,2). Смещение точки совместной работы влево (передаточное число 1,0) привело к увеличению времени и пути разгона соответственно на 24 и 26 %, а для передаточного числа 0,88 — на 52 и 58 %; Однако наилучшие показатели по топливной экономичности были получены для совмещения характеристик при максимуме крутящего момента двигателя, т.е. при передаточном числе, равном 0,88. Несмотря на большое (7—12 с) время разгона до блокирования гидротрансформатора, средний расход топлива с учетом разгона на первой, второй и третьей передачах для автобуса с номинальной нагрузкой составил 56 л/100 км, что на 10 % меньше, чем в случае передаточного числа, равного 1,0, и на 37 % меньше, чем при передаточном числе 1,2.

Таким образом, у городского автобуса с ГМП при стандартном согласовании (передаточное число равно 1,0) динамика разгона несколько хуже, чем у автобуса с ГМП и согласующим редуктором с передаточным числом 1,2. Однако по топливной экономичности он лучше, хотя и уступает автобусу с ГМП и согласующим редуктором, имеющим передаточное число 0,88. Причем увеличение загрузки ведет к еще большей разнице динамических и топливно-экономических показателей автобуса в зависимости от выбранного варианта передаточного числа (U_p) в согласующем редукторе. Это хорошо видно из рис. 1, на котором приведены зависимости времени t_p разгона и относительного расхода топлива Q от относительной частоты входа, т.е. от вариантов совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора (вариантов передаточных чисел вариатора). (За показатель относительного расхода топлива здесь принято отношение среднего расхода топлива за время разгона до блокировки к расходу на установившемся режиме движения.)

Из рисунка видно, что максимально загруженный городской автобус с передаточным числом вариатора 1,2 имеет показатели пути и времени разгона, одинаковые с городским автобусом, имеющим такую же загрузку и передаточное число вариатора, равное 1,0, при этом топливная экономичность последнего на 4 % лучше.

Аналогичный результат получен при сопоставлении максимально и частично загруженных автобусов. Это позволяет при увеличении загрузки автобусов на маршруте с короткими интервалами между остановками в часы пик рекомендовать переход от согласования по стандартному варианту (передаточное отношение равно 1,0) к варианту с передаточным числом 1,2. Такое решение сохранит хорошие тягово-

динамические показатели автобуса как для минимальной, так и максимальной нагрузок. Для улучшения топливно-экономических показателей автобуса на маршруте с большими интервалами между остановками, когда количество пассажиров резко увеличивается, предпочтительнее перейти от стандартного совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора к совмещению по варианту, когда передаточное число равно 0,88.

В варианте совмещения, когда передаточное число согласующего редуктора больше единицы, разгон системы "двигатель—гидротрансформатор" характеризуется (рис. 2) большими на 30 %, по сравнению с вариантом, когда это число равно 0,88, значениями как максимальной величины момента на турбине (1278 Н·м), так и средним значением силы тяги за время разгона до выхода на блокировку гидротрансформатора (24,189 кН, или 2,4 тс). Этим и объясняются более высокие динамические качества городского автобуса при совмещении по варианту, когда передаточное число равно 1,2. При передаточном числе согласующего редуктора меньше единицы разгон системы "двигатель—гидротрансформатор", наоборот, происходит с более высокими значениями передаточных отношений гидротрансформатора как на первой, так и на второй и третьей передачах. Таким образом, разгон происходит с использованием более высоких значений КПД гидротрансформатора, чем и объясняется лучшая топливная экономичность при разгоне автобуса с совмещением характеристик двигателя и гидротрансформатора в точке максимального крутящего момента двигателя.

Для принятых совмещений характеристик двигателя и гидротрансформатора было также исследовано влияние скорости, при которой переключаются передачи, на интенсивность разгона и расход топлива. Оказалось, что при стандартном переключении время разгона на первой передаче составляло 7—9 с, на второй 6—8 и на третьей 10—16 с. Ранее (при скорости 15 км/ч) переключение передач выполнялось при значении передаточного числа гидротрансформатора, соответствующего максимальному КПД. Время разгона как на первой, так и на второй передачах составило 5—7 с, а на третьей несколько возросло. Для позднего переключения передач (32 км/ч) время движения на второй передаче увеличилось до 8—12 с. Полное время и путь разгона, а также показатели топливной экономичности остались, по сравнению со стандартным вариантом, неизменными.

Влияние изменения момента переключений на разгонные показатели при других совмещениях практически не обнаружено. Однако средний расход топлива за время разгона ухудшился при раннем переключении как у частично, так и у полностью загруженного автобуса, но при всех вариантах совмещения характеристик стал на 6—8 % меньше при позднем переключении передач для частично загруженного автобуса.

Для номинальной загрузки автобуса позднее переключение передач обеспечило выигрыш в топливной экономичности только при совмещении с миниму-

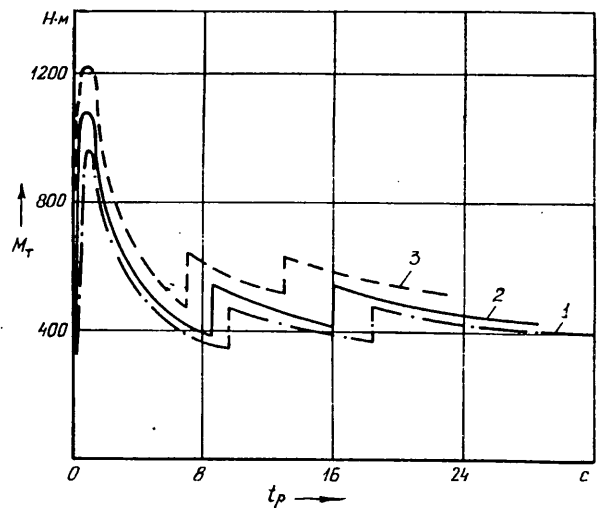


Рис. 2. Зависимость изменения момента M_m на турбине при разгоне до блокировки гидротрансформатора от времени для различных вариантов совмещения: 1 — с максимумом момента двигателя ($U_p = 0,88$); 2 — стандартный вариант ($U_p = 1,0$); 3 — с максимальной мощностью ($U_p = 1,2$)

мом мощности (передаточное число 1,2); при двух других вариантах совмещения средний расход топлива за время выхода на блокировку гидротрансформатора возрос, по сравнению со стандартным моментом переключения передач, на 2 %.

Таким образом, на динамику и топливную экономичность городского автобуса при разгоне совмещение характеристик двигателя и трансформатора влияет больше, чем выбор момента переключения передач. Однако влияние этих факторов проявляется с большей или меньшей степенью в зависимости от загрузки автобуса. Если совместная работа гидротрансформатора и двигателя в точке между максимумами мощности и момента двигателя ($n_0 = 0,64n_N$) обеспечивает средние значения показателей, то для их улучшения с учетом загрузки автобуса и характера маршрута возникает необходимость в смещении этой точки к максимуму момента ($n_0 = 0,53n_N$) при перегрузке автобуса в часы пик или в смещении к максимуму мощности ($n_0 = 0,83n_N$) при малой загрузке автобуса с корректировкой момента переключения передач. Следовательно, автоматическая система переключения передач кроме таких параметров, как скорость автомобиля и положение дроссельной заслонки, должна учитывать загрузку автобуса и выбранное совмещение характеристик двигателя и гидротрансформатора. Оптимальные тягово-экономические показатели для конкретной модели городского автобуса с ГМП при эксплуатации на различных маршрутах могут быть получены только при гибком согласовании характеристик двигателя и гидротрансформатора под конкретные условия эксплуатации, что не исключает использования согласующего редуктора с переменным передаточным числом.

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТОРМОЗА

Канд. техн. наук А.А. МИХАЙЛИН, В.А. ЗЫКОВ
МАМИ

Принцип работы объемного гидравлического тормоза довольно простой. Исполнительное тормозное устройство (насос, связанный с колесом автомобиля) при нажатии на тормозную педаль нагнетает через дроссель жидкость в гидросистему, повышая тем самым эффективность торможения, или направляется в гидроаккумулятор, т.е. происходит рекуперация энергии торможения. Однако анализ показывает, что у объемного тормоза наряду с возможностью рекуперации энергии торможения есть и еще одно важное достоинство: с его помощью можно предельно снизить вероятность проскальзывания колес относительно дороги ("юз"). Дело в том, что появлению "юза" способствует в значительной мере следующее: на большинстве существующих автомобилей водитель, нажимая на тормозную педаль, управляет моментами торможения, а не скоростью вращения колес. Объемный же гидравлический тормоз позволяет управлять именно скоростью вращения колес. И если водитель тормозной педалью задает эту скорость, то проскальзывание колес относительно дороги будет зависеть от ее величины и скорости движения автомобиля, определяемой условиями сцепления колеса и дорожного покрытия. При этом величина тормозного момента будет выбираться автоматически, в зависимости от заданной скорости вращения колес и условий сцепления.

Одна из возможных принципиальных схем объемного гидравлического тормоза автомобиля, обеспечивающая управление скоростью вращения колес, приведена на рис. 1 (элементы, не влияющие на рассматриваемый принцип, из схемы исключены).

При торможении колеса 1 насосы 2 приводятся во вращение. Жидкость, поступающая от них в гидросистему, проходит через регулятор расхода 3, который состоит из последовательно включенных дросселя 4 и клапана перепада давления 5. Последний обеспечивает заданный перепад давления на дросселе и, следовательно, заданный расход жидкости. Величина этого перепада определяется поджатием пружи-

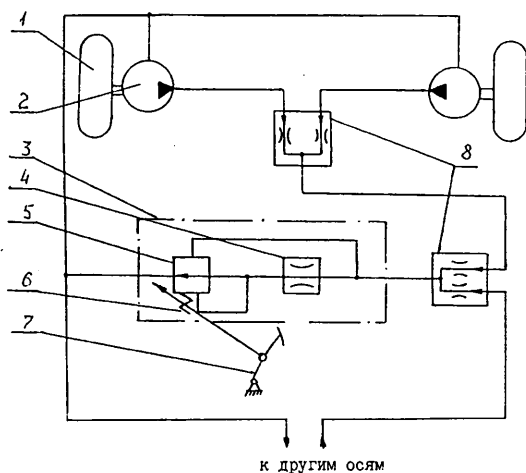


Рис. 1

ны 6 клапана 5, а поджатие, в свою очередь, регулируется педалью 7. То есть водитель управляет величиной расхода и, как следствие, скоростью вращения колес 1.

Сумматоры расхода 8, включенные в схему, обеспечивают сложные расходы в заданных пропорциях, т.е. синхронность вращения колес.

Таким образом, нажатием на тормозную педаль водитель однозначно определяет необходимую, причем одинаковую для всех колес, скорость вращения. Это позволяет избежать блокировки колес ("юз" возможен только при полном ходе педали управления).

Приведенная схема не позволяет аккумулировать энергию автомобиля, и последняя рассеивается в гидросистеме. Однако, если вместо дросселирующего регулятора расхода 3 в гидропривод установить дроссельно-аккумулирующий регулятор (рис. 2, а), то это даст возможность аккумулировать энергию торможения с целью ее дальнейшего использования.

В схеме заданные расход и скорости вращения колес обеспечиваются изменением проходного сечения дросселя 4, на котором клапаном 5 поддерживается постоянный перепад давления (нумерация элементов схемы совпадает с нумерацией на рис. 1). Но аккумулятор 10, включенный через обратный клапан 9, не позволяет "запасать" всю энергию торможения, и она частично дросселируется в дросселе 4 и клапане 5. Это вызвано тем, что давление, возникающее в гидротормозе, носит случайный характер и определяется тормозными моментами на колесах, а возможность аккумулирования энергии зависит от характеристики гидроаккумулятора и степени его зарядки. Если давление, возникающее перед гидроаккумулятором, будет ниже давления, определяемого его характеристикой, то вся энергия торможения рассеется в гидросистеме тормоза.

Если схему гидротормоза несколько усложнить, то аккумулирование энергии торможения можно сделать более полным. В частности, включив в схему управляющего блока, приведенного на рис. 2, б, трансформатор момента, состоящий из нерегулируемого гидромотора 11 и регулируемого насоса 12.

Этот насос управляется гидроцилиндром 13 и при малой переменной жесткости пружины 14 в пределах рабочего хода поршня обеспечивает постоянный перепад давления на регулируемом дросселе 4, т.е. то же, что и клапан 5 в предыдущей схеме (см. рис. 2, а). Тем самым достигается практически полное аккумулирование энергии торможения (за исключением естественных потерь в гидромашине и других элементах гидросистемы). Накопленную энергию можно использовать для привода вспомогательных агрегатов автомобиля или для последующего его разгона, когда тормозные насосы будут работать в режиме гидромоторов.

Таковы принципы. Однако при практической разработке объемных гидравлических тормозов возникают определенные проблемы их использования на автомобилях.

Например, после выбора схемы тормоза очень важно правильно выбрать тип и конструкцию колесных насосов. В первую очередь необходимо, чтобы

они не были дорогими. А это делает неприемлемыми такие высокоэффективные насосы, как аксиально- и радиально-поршневые. Невелика стоимость насосов пластинчатых, но у них плохая герметизация и велико трение пластин о корпус, что ограничивает их ресурс. Дешевы и надежны в эксплуатации шестеренные насосы. На них, видимо, и следует ориентироваться. Но не на те, которые сейчас выпускаются серийно: у этих насосов радиальные и осевые габаритные размеры соизмеримы между собой, а для колеса нужны насосы с небольшими осевыми и более значительными радиальными размерами, которые легко "впишутся" в колесо автомобиля. И здесь наиболее перспективны шестеренные насосы с планетарным расположением шестерен.

Важная проблема — соответствие частот вращения колес автомобиля и насосов, приводимых от них. Если подсчитать максимальные частоты вращения колес исходя из максимальных скоростей движения отечественных автомобилей, то выясняется, что эта величина составляет $1100\text{--}1300\text{ мин}^{-1}$. У грузовых она уменьшается с увеличением грузоподъемности и для дорожных автомобилей лежит в пределах $300\text{--}700\text{ мин}^{-1}$. Максимальные же частоты вращения серийно выпускаемых шестеренных насосов с внешним зацеплением составляют $2000\text{--}3000\text{ мин}^{-1}$. Очевидно, что для согласования частот требуется дополнительная передача или переделка насоса. (Кстати, последнее наиболее легко сделать в шестеренных насосах с планетарным расположением шестерен.)

Необходимость обеспечения весьма существенного диапазона изменения скоростей вращения шестерен насосов — еще одна проблема. Ведь в тормозных системах автомобиля насос должен эффективно работать при двадцатикратном (легковые автомобили) и даже тридцатикратном (автомобили грузовые) диапазоне изменения частот вращения шестерен. Диапазон же изменения скоростей шестерен серийно выпускаемых отечественных насосов не превышает, судя по паспортным данным, шестикратного. Правда, практика показывает, что реальный диапазон несколько

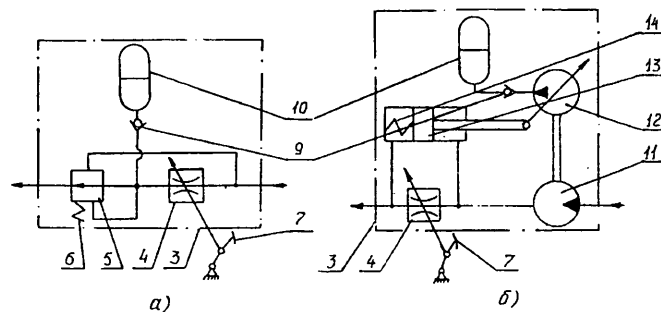


Рис.2

шире, однако он все-таки меньше необходимого. Значит, и с этой точки зрения серийные насосы требуют доработки.

Как видим, все перечисленные проблемы — непростые. Что же касается других гидравлических элементов, входящих в приведенные выше схемы объемных гидравлических тормозов, то с ними особых сложностей нет. Большинство из них выпускается серийно (гидроаккумуляторы, регуляторы расхода, дроссели и др.). Есть и такие изделия, у которых серийно выпускаемые элементы близки по принципам работы и конструктивному исполнению (делители потока, клапаны и др.). Потребуются, конечно, гидравлические устройства, которые придется разрабатывать заново. Но их немного.

Наконец, последнее. Рассматривая аспекты использования объемных гидравлических тормозов, необходимо определить: для каких типов автомобилей их применение наиболее перспективно? Ответ на этот вопрос дают расчеты рабочих объемов насосов и гидроаккумуляторов, полученные при одинаковых условиях для различных отечественных автомобилей. Оказывается, что чем тяжелее автомобиль, тем меньшую часть его объема и массы занимают насосы и гидроаккумуляторы, эти наиболее значительные по габаритам гидравлические устройства тормозной системы. Значит, объемные гидравлические тормоза целесообразнее применять не на легковых, а на грузовых автомобилях.

УДК 621.822:629.114.6

ДВУХРЯДНЫЕ ПОДШИПНИКИ ДЛЯ КОЛЕС ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук В.И. ГРИЩЕНКО
АО "Волжский подшипниковый завод № 15"

К подшипниковым узлам колес легковых автомобилей предъявлялись и предъявляются особо жесткие требования, особенно с точки зрения надежности, срока службы и экономичности. В условиях эксплуатации все это обеспечивается прежде всего за счет точного выдерживания внутренних зазоров в парах качения с помощью специально подобранного по высоте дистанционного кольца и регулировочной гайки. Однако в последние годы подшипниковая промышленность предложила автомобилестроителям двухрядные подшипники закрытого типа с уплотнениями и смазкой, закладываемой на весь срок их службы.

В результате значительно облегчилось выполнение многих операций технического обслуживания автомобиля. В частности, подшипник можно заменить без последующей регулировки узла и без опасности попадания в него загрязнений.

Особенно интересны в этом смысле двухрядные конические роликоподшипники, гамму которых выпускает в настоящее время АО "ВПЗ-15". Эти подшипники, как показывают результаты их испытаний и эксплуатации, отвечают практически всем требованиям, предъявляемым к ним современным легковым автомобилем. Так, их конструкция исключает возможность ошибок при монтаже (таких, как перегрузка или чрезмерный натяг, недопустимо малый или большой зазор), значительного изменения начального осевого зазора при эксплуатации; их легко менять в случае необходимости; закладываемая в них смазка обеспечивает незначительные механические потери и сохраняет свои свойства на весь срок служ-

бы подшипника; их уплотнения герметичны и надежны; они допускают кратковременные перегрузки и т.д. Одним словом, двухрядные конические роликоподшипники для колес автомобилей, созданные на ВПЗ-15, гораздо лучше шариковых одно- и двухрядных, а также роликовых однорядных. Например, благодаря их внутренней конструкции (погрешности формы и отклонения номинальных размеров строго ограничены), оптимальной смазке они надежно работают при частоте вращения, превышающей 2500 мин^{-1} . Естественно, способствует этому и хорошо отлаженный технологический процесс их изготовления. Скажем, чтобы при сборке подшипника в узел предотвратить возможность переноса погрешностей формы с сопрягаемыми поверхностями кулака и ступицы на несопрягаемую рабочую поверхность кольца, особое внимание уделяется обеспечению жестких размеров и формы монтажных поверхностей подшипника. (Конечно, это накладывает определенные ограничения и на точность обработки сопрягаемых с подшипником поверхностей кулака и ступицы.)

Осевой зазор имеет крайне важное значение для правильной работы конических роликоподшипников: он должен компенсировать тепловое расширение подшипника и узла в целом, обеспечивая в то же время необходимую осевую и радиальную жесткость. В подшипниках традиционной конструкции (однорядных конических) данный зазор получают затягиванием гайки определенным моментом до тех пор, пока не будет выбран зазор между внутренними кольцами через простановочное кольцо между ними и, одновременно, обеспечен определенный момент сопротивления вращению. Получить такое сочетание довольно трудно, поскольку неизбежны разбросы высоты внутренних и простановочных колец, натягов уплотнений, точности динамометрических ключей. В двухрядных же конических роликоподшипниках простановочное кольцо не применяется, значит, стабильность зазора и усилия затяжки после установки подшипника в узел обеспечивается достаточно легко. (Разумеется, при условии, что отклонения размеров и форм деталей подшипников — диаметры колец и роликов, высота борта, углы дорожек качения и образующей роликов — выполняются по отношению к номиналу с очень незначительными разбросами.)

В двухрядных конических роликоподшипниках прямая линия, соединяющая точку на середине образующей ролика с наружным кольцом и осью подшипника, формирует определенный размах опорной поверхности подшипника и угол контакта. В подшипниках, выпускаемых АО "ВПЗ-15", последний составляет $16-20^\circ$. Это обеспечивает подшипнику необходимые опорную поверхность и осевую жесткость.

Таким образом, новые подшипники с точки зрения их конструкции вполне современны. Однако для получения хороших характеристик функционирования этого мало. Нужно еще, чтобы в зонах контактирования роликов и дорожек качения всегда была масляная пленка, способная уменьшать как трение качения, так и трение скольжения. Причем установлено, что основным критерием, который определяет значение предельной нагрузки, соответствующей безыносной работе подшипника в течение длитель-

ного времени, является достаточная толщина масляной пленки в контакте "сферический торец ролика — борт". Задача решена правильным сочетанием таких показателей, как тип консистентной смазки, ее количество, шероховатость сферических торцов роликов и борта внутреннего кольца.

Так, в качестве смазки выбран "Литол-24", который изготавливается из масел, загущенных пищевым мылом; механически стабилен, т.е. не изменяет своих свойств в течение длительного времени работы под нагрузкой. Его количество, закладываемое в подшипники, строго регламентируется технической документацией и обеспечивается технологическим процессом. Сделано это по той простой причине, что недостаток смазки приводит к масляному голоданию, избыток — к нагреву подшипника или даже повреждению его элементов.

Надежное уплотнение подшипника — одно из основных условий длительной его работы. Поэтому завод не пожалел усилий на разработку уплотнений. В итоге герметичность новых роликоподшипников обеспечивается сейчас не только с помощью резиновых манжет, но и тем, что рабочие кромки контактируют с закаленной и шлифованной поверхностью внутреннего кольца.

Корпус манжеты запрессован в поясок на внутренней поверхности наружного кольца, благодаря чему подшипник не повреждается при транспортировке узла. Кроме того, наружный диаметр контактного пояска внутреннего кольца имеет жесткий допуск на несоосность с дорожкой качения этого же кольца, что необходимо для создания постоянного и равномерного натяга по рабочим кромкам уплотнения.

Каковы основные особенности используемых в подшипниках резиновых манжет? Во-первых, здесь применен принцип контактной защиты, так как периферийная скорость внутреннего кольца не превышает 8 м/с , что, по имеющимся данным, является верхним пределом для такого рода защиты. Во-вторых, манжеты имеют две уплотняющие кромки, одна из которых предохраняет смазку от вытекания, а вторая служит защитой от проникновения в рабочую полость подшипника воды, песка, грязи, пыли. В-третьих, манжета такова, что исключает возможность вытекания нагретой смазки по поверхности наружного кольца. В-четвертых, натяги рабочих кромок уплотнения относительно вращающейся поверхности внутреннего кольца выбраны таким образом, чтобы не создавать значительных контактных усилий, но в то же время и такими, чтобы были достаточными для предотвращения вытекания смазки из рабочего пространства подшипника. В-пятых, материал манжеты — специальный сорт резины, содержащий в своем составе белую сажу, графит и аэросил, что уменьшает коэффициент трения.

Все эти меры позволили создать уплотнения, соответствующие условиям работы двухрядного подшипника. Например, ресурсные испытания показали: по их завершении рабочие кромки манжет хотя и перестали обеспечивать первоначальный натяг, но все же исключали вытекание смазки и не имели местных надрывов.

Срок службы рассматриваемых двухрядных конических роликоподшипников, как установлено, зави-

Т а б л и ц а 1

Подшипники	Геометрические размеры, мм			Грузоподъемность, кН (кгс)		Опорная поверхность, мм ²
	диаметр отверстия	наружный диаметр	ширина	динамическая	статическая	
6У-537906С17	30	60	37	61,9 (6190)	48.2 (4820)	30
6У-537907С17	34	64	37	65,4 (6540)	52.6 (5260)	33
6У-537908С17	37	72	37	77,8 (7780)	64.0 (6400)	32
6У-537909С17	49	84	43	108 (10800)	94.7 (9470)	39

Т а б л и ц а 2

Геометрические размеры, мм			Динамическая грузоподъемность, кН (кгс)		Отношение динамических грузоподъемностей	Статическая грузоподъемность, кН (кгс)		Отношение статических грузоподъемностей
диаметр отверстия	наружный диаметр	ширина	шариковый подшипник	роликовый подшипник		шариковый подшипник	роликовый подшипник	
30	60	37	37,7 (3770)	62,9 (6290)	1,67	26,5 (2650)	48,2 (4820)	1,82
33	64	37	37,7 (3770)	—	1,74	26,5 (2650)	—	1,98
34	64	37	—	65,5 (6550)	1,74	—	52,6 (5260)	1,98
37	72	37	49,4 (4940)	77,7 (7770)	1,57	36,0 (3600)	64,0 (6400)	1,78
45	84	39	62,4 (6240)	—	1,73	47,5 (4750)	—	1,81
49	84	43	—	108,0 (10800)	1,73	—	86,2 (8620)	1,81

сит не столько от усталости и питтинга их рабочих поверхностей, сколько от попадания или непопадания на них загрязнений, коррозии, ухудшения качества смазки с течением времени. Если же эти факторы исключить, то срок службы определяется только динамической и статической грузоподъемностью, а также радиальными и осевыми нагрузками на подшипник. И в этом смысле новые подшипники, безусловно, предпочтительнее традиционных. Это хорошо видно из табл. 1 и табл. 2, в первой из которых при-

ведены абсолютные значения статической и динамической грузоподъемностей двухрядных конических подшипников, а во второй, кроме того, и те же характеристики двухрядных шариковых подшипников фирмы СКФ, имеющих примерно те же геометрические размеры: динамическая и статическая грузоподъемности конических подшипников более чем в 1,5 раза выше, чем у подшипников шариковых. Как следствие, двухрядные конические роликоподшипники имеют, если их устанавливать на один автомобиль, и большую долговечность.

Возвращаясь к напечатанному

Редакция в свое время опубликовала статью о применении дунита в качестве катализатора отработавших газов (см. "АП", 1992, №4). Судя по письмам, читатели заметили ее. И кое-кто сделал попытку использовать дунит в качестве наполнителя каталитического нейтрализатора, но — безуспешно. Поэтому у них возникает вопрос: может быть, ими допущены какие-то ошибки?

В связи с этим продолжаем разговор на "заданную" тему.

УДК 621.43.068

Нейтрализатор отработавших газов

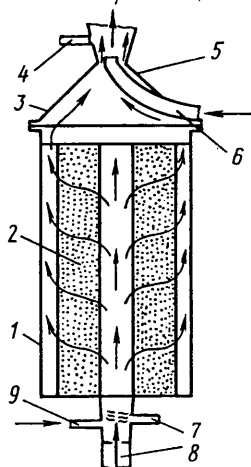
Д-р техн. наук Р.Е. ЕСЕНБЕРЛИН, В.И. БУНЬКИН

Действительно, читатели, правы, дунит надо использовать умело, неквалифицированное его применение может лишь дискредитировать перспективное направление очистки отработавших газов. Чтобы этого не случилось, необходимы продуманные экспериментальные работы с дунитом. И они ведутся. Более того, некоторые результаты уже получены. В частности, сейчас не вызывает сомнений эффективность нейтрализации отработавших газов дунитом при внешнем его нагревании до 820—870 К (550—

600 °С): такие газы, пройдя разогретый дунит, становятся пригодными для использования по технологии сварки в нейтральных газах.

Что касается автомобильных конструкций нейтрализаторов, то здесь предстоит еще много чисто экспериментальных работ. Например, надо найти такую конструкцию нейтрализатора, чтобы он действовал при той температуре, которой обладают отработавшие газы, т.е. при 720—750 К, или 450—480 °С. Но раньше нейтрализатор (дожигатель) необходимо проверить, отработать в стационарных условиях, используя метод планирования многофакторного эксперимента (потребуется учитывать объемы отработавших газов, выбрасываемых в атмосферу в единицу времени, их среднюю температуру, концентрации оксидов углерода, азота и углеводородов). В свою очередь, объемы отработавших газов зависят от мощ-

Отработавшие газы
после нейтрализации



Отработавшие газы
до нейтрализации

температура дунита (от 820 до 920 К, или от 550 до 650 °С, интервал варьирования — 50 К, или 50 °С); масса бензина, впрыскиваемого для повышения температуры дунита (от 0,006 до 0,022 кг, интервал варьирования — 0,008 кг), при этом удельную теплоемкость дунита принимают равной 0,074 Дж/(кг·К), или 0,31 ккал/(кг·°С).

В процессе эксперимента придется контролировать и оптимизировать концентрацию оксида углерода, оксидов азота, углеводородов, время достижения оптимальной температуры каталитического действия дунита, падение мощности двигателя, продолжительность работы дунита без изменения его каталитических свойств. (Последний параметр можно оценить только при длительной эксплуатации, поэтому о нем судят по стабильности других показателей и при планировании не учитывают.)

Как видим, при исследовании процесса нейтрализации отработавших газов нужно учитывать слишком большое число факторов. Но его можно уменьшить. Отбросить, например, влияние объема воздуха, подаваемого для дожигания. Такая возможность есть: поскольку средний состав остальных газов известен, то можно заранее определить необходимое и достаточное количество кислорода, требуемого для дожигания горючих компонентов отработавших газов, и вводить в реактор постоянное количество воздуха.

В качестве установки для исследований целесообразно использовать показанную на рисунке. Она стационарная, с автомобильным двигателем, и состоит из корпуса 1 реактора, заполненного дунитом 2; крышки 3; трубки 4 анализа нейтрализованных газов; эжектора 5; трубки 6 подачи воздуха, создаю-

щего эжекционный эффект; трубки 7 впрыскивания бензина в катализатор; выпускного патрубка 8 двигателя; трубки 9 подачи воздуха, дожигающего отработавшие газы.

В экспериментальном реакторе для подачи воздуха, дожигающего отработавшие газы, эжектор заменяют трубкой 9 на входе в реактор, соединенный с пневмосистемой установки. Сама пневмосистема имеет тройник с регулирующими кранами, позволяющими с помощью маломощного компрессора подавать воздух в реактор как на выходе из него, так и на входе.

В установке также предусмотрены ротаметры, термодары, газоанализаторы, оснастка для замера мощности двигателя и система дозированной подачи бензина в реактор.

Такую установку и применяли авторы статьи. В процессе исследования использовали линейную модель при числе факторов, равном четырём, и получили план эксперимента, состоящий из шестнадцати точек. При этом в каждой экспериментальной точке (их выбирали в случайной последовательности) проводилось три опыта, т.е. трижды, через каждые 2 ч повторяли замеры при одних и тех же факторах. Результаты обрабатывали на ЭВМ, при этом определяли параметры оптимизации, выборочные дисперсии воспроизводимости параллельных опытов, однородность дисперсии по Кохрену, дисперсии каждого параметра оптимизации. Затем установили коэффициенты регрессии, их значимость и адекватность модели по критерию Фишера.

Для оптимизации параметров процесса использовали метод крутого восхождения, а полученные результаты оценивали с помощью функции желательности.

В случае получения положительных результатов на стационарной установке процесс нейтрализации отработавших газов проверяют на автомобиле, где окончательно уточняют параметры нейтрализатора и его элементов.

Предложенный вариант нейтрализатора рассчитан на его установку у выпускного патрубка автомобиля, когда температура отработавших газов составляет, как уже упоминалось, 720—750 К, или 450—480 °С. Но если нейтрализатор установить непосредственно у двигателя, после коллектора, где температура газов составляет ~1070 К, или 800 °С, то экспериментальные работы значительно упростятся, так как отпадает необходимость впрыскивания бензина в реактор для повышения температуры катализатора. В этом случае исследуемых факторов будет только два: масса дунита и расход воздуха, необходимого для создания эжекционного эффекта. (Эксперимент, естественно, планируется по той же методике, только экспериментальных точек будет всего четыре.)

УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

По всем вопросам, касающимся размещения рекламных материалов в журнале "Автомобильная промышленность", звоните в редакцию по телефонам 298-89-18, 928-48-62 или обращайтесь по адресу: 103012, Москва, К-12, Ветешный пер., 13, комн. 424.

УДК 629.081;629.119.2

Гаражное оборудование

Г.Н. НУРМИЕВ

Парк автотранспортных средств в нашей стране огромен. Причем значительная их часть уже отслужила нормативные сроки и, естественно, нуждается в ремонте и более частом, чем обычно, техническом обслуживании, для чего нужны прежде всего соответствующие гаражное оборудование и инструменты. Но, поскольку налицо общий спад производства, этого недостаточно. Вот почему заводы системы "Автоспецоборудование", выпускающие изделия около 200 наименований для применения автохозяйствами, а также частными потребителями, ршили выработать свою стратегию в рыночной экономике — с тем чтобы как-то влиять на сферу сбыта в обстановке упраздненной системы распределения произведенной продукции по фондам. К объединению усилий заводов подталкивал и опыт небольших предприятий, успешно работающих в странах с развитой рыночной экономикой. Там, например, не может отдельное маленькое предприятие с небольшим объемом производства, следовательно, с небольшими доходами позволить себе поехать со своим товаром на международную выставку или ярмарку искать покупателей. Объединившись же, десять, а то и несколько десятков таких предприятий вполне способны создать (и делают это) на выставках и ярмарках стенды, которым могут позавидовать даже очень крупные, известные во всем мире фирмы.

Заводы "Автоспецоборудования" и создали, по примеру зарубежных, своего официального торгового представителя на рынке — производственно-коммерческую фирму "Гароми". Она не только продает их гаражное оборудование (мощно-уборочное, подъемно-транспортное, шиномонтажное и шиноремонтное) и специальные инструменты, но и, активно изучая рынок, анализируя рыночную информацию, разрабатывает вместе с конструкторско-технологическими подразделениями новые изделия и организует их производство.

Одним из таких изделий, недавно созданных "Гароми" совместно с научно-производственным инновационным предприятием "Адген", является основанный на принципе короткоциклового безнагревной адсорбции атмосферного воздуха специальный генератор кислорода, СГ-0203 (рис. 1), предназначенный для газосварки, пайки и резки металлов. Он успешно прошел межведомственные испытания и рекомендован к широкому внедрению.

Достоинство генератора — возможность получать кислород непосредственно на месте потребления. Привлекают и его высокая надежность при эксплуатации, постоянная готовность к работе (кислород поступает в сварочное оборудование уже через 2—3 мин после включения генератора), пожаро- и взрывобезопасность. Он прост в устройстве и пользовании, компактен, практически безотказен. Для его эксплуатации необходимы лишь атмосферный воздух

и 1 кВт·ч электроэнергии на 1 м³ кислорода, давление которого на выходе из генератора составляет 0,3 МПа (3 кгс/см²). Предусмотрено комплектование генератора тележкой, выполненной с учетом современных требований эргономики.

На удовлетворение потребности любого хозяйства (малого, большого, расположенного в снабжаемом электричеством или не снабжаемом им районе) по обслуживанию автомобильной техники в условиях гаража или поля рассчитана гамма различного моеющего оборудования. Например, для мойки автотранспортных средств, строительно-дорожной техники на ремонтных базах или в полевых условиях с забором воды из водопроводной сети, водосма предназначена передвижная шланговая двухпостовая установка М-217 производительностью 75 л/мин. Она включает вихревой пятиступенчатый насос, приводимый в действие электродвигателем. Вода, подаваемая под давлением 1,4 МПа (14 кгс/см²), образует регулируемую по форме струю. Высота всасывания — 5 м, длина всасывающего рукава — 8, нагнетательного — 10. Мощность электродвигателя — 7,5 кВт, габаритные размеры установки — 1100×400×775 мм, масса — 200 кг.

На обслуживание небольшого числа машин рассчитана мощная установка М125 производительностью 12 л/мин, массой 120 кг, с электродвигателем мощностью 2,2 кВт. Моющий пистолет установки снабжен сменными соплами для получения водяной струи в виде плоского веера, обеспечивающей высокую эффективность моечного процесса при незначительном расходе воды.

Среди изделий подобного типа есть также специализированные установки для мойки мелких деталей и узлов в подогретом растворе моющих средств, установки с обратным водоснабжением для мойки агре-

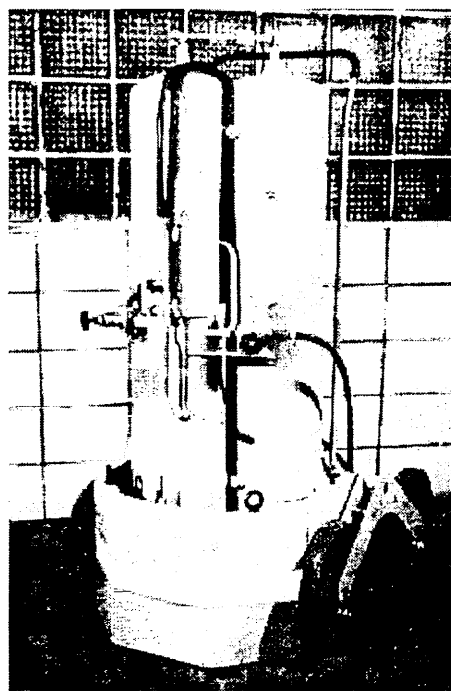


Рис.1

Модель, тип	Производительность, м ³ /мин	Мощность двигателя, кВт	Вместимость ресивера, л	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
С412М; передвижной	0,16	2,2	10	750×400×550	72
С415М; стационарный	0,63	5,5	250	2050×600×1350	330
С416М; стационарный	1,00	11,00	500	2100×700×1480	480
К-1; передвижной	0,16	2,2	110	1000×620×970	130
К-2; передвижной	0,63	5,5	150	1300×620×1250	270
К-3; стационарный	2,00	22,0	500	2300×760×1500	710

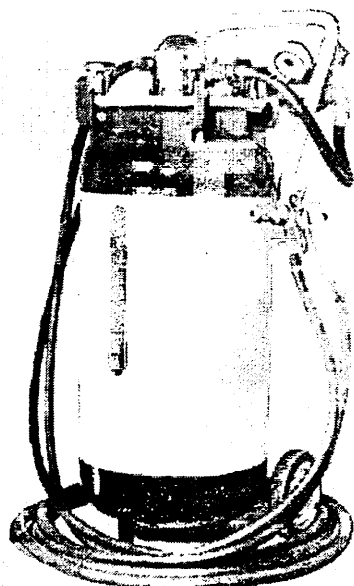


Рис.2

готов машин (двигателя, узлов трансмиссии и т.д.), установки и линии для мойки целиком легковых, грузовых автомобилей и автобусов, специальные установки для мойки машин разных типов снизу.

Хорошо зарекомендовала себя в эксплуатации и маслораздаточная установка С231, предназначенная для заправки моторным маслом картеров двигателей. Она не только заправляет, но и отмеряет разовую дозу выдачи, ведет суммарный учет выданного количества масла. Производительность С231 — 10 л/мин, высота всасывания — 2 м. Ее масса вместе с насосной станцией — 52 кг.

Маслораздаточная колонка (мод. 3155М1) для заправки трансмиссионными маслами — передвижная, оснащена устройством для электроподогрева и ручным приводом, т.е. ее можно применять в полевых условиях, где нет электроэнергии.

Стационарная пневматическая настенная смазочно-заправочная установка С101-3 предназначена для применения в условиях централизованной смазки и заправки машин моторным и трансмиссионным маслами, а также водой и воздухом.

Для смазывания через пресс-масленку трущихся поверхностей деталей автомобилей, строительных и дорожных машин пластичным материалом предназначены нагнетатели смазки С104 и С321.

Первый из них (С104) — стационарный, с электроприводом — сочетает в одном блоке перекачивающий, погружной насосы и насос высокого давления. Кроме того, он снабжен встроеной тросовой электробедежкой, с помощью которой его можно подвешивать на специальной балке над тарой. Нагнетатель двухпостовой, т.е. имеет два раздаточных пистолета. Подача каждого пистолета при противодействии на выходе из нагнетателя 10 МПа (100 кгс/см²) составляет 150 г/мин. Номинальное рабочее давление смазки — 25, максимальное — 40 МПа (400 кгс/см²). Длина раздаточного шланга — 4 м, мощность электродвигателя — 1,1 кВт, габаритные размеры нагнетателя — 1636×870×654 мм, масса — 120 кг.

Второй нагнетатель (С321) — передвижной, тоже с электроприводом, смонтирован на четырехколесной тележке с двумя полноповоротными колесами. Он состоит из бака для смазочного материала, плунжерного насоса высокого давления, блока управления, редуктора с электродвигателем для привода насоса и шнека, двухрежимного реле давления, предохранительного клапана, раздаточного пистолета с рукавом высокого давления длиной 5 м. Смазка к насосу по-

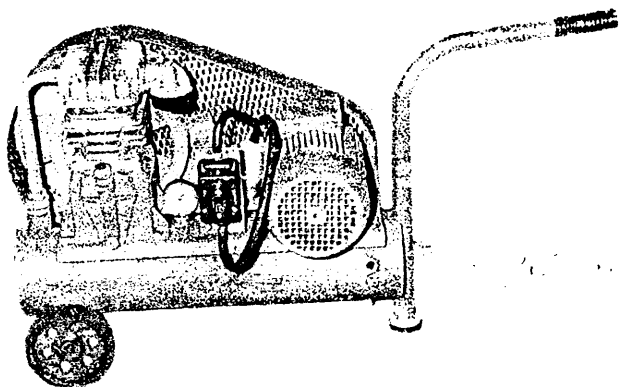


Рис.3

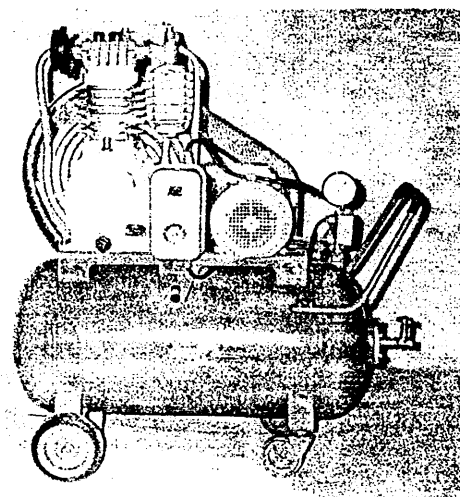


Рис.4

Модель, тип	Грузоподъемность, т	Высота подъема, мм	Габаритные размеры, не более, мм	Масса, не более, кг	Способ подъема
<i>Для грузовых автомобилей и автобусов</i>					
П150; стационарный, четырехстоечный, электромеханический	10	2000	700×720×3200	2060	За раму при помощи поворотных балок
П151; стационарный, двухплунжерный, электрогидравлический	12,5	1750	800×560×1150	1450	За раму или оси при помощи перемещающихся подхватов
П246; канавный, передвижной, электрогидравлический	8	400	850×100×1300	360	За мосты
П155; стационарный, четырехстоечный, электромеханический	16	1750	1130×400×3400	3400	За опорные площадки несущего основания кузова двухосного автобуса
П238; передвижной, четырехстоечный, электромеханический	16	1650	1100×1208×3200	3400	Под балки мостов автобусов; под раму грузовых автомобилей
П142; стационарный, шестистоечный, электромеханический	16	1700	1130×400×3400	4000	За опорные площадки основания кузова автобусов "Икарус"
П261; передвижной, четырехстоечный, электромеханический	18	1650	1110×1208×3200	3400	Под балки мостов автобусов; под раму грузовых автомобилей
<i>Для легковых автомобилей</i>					
ПЛД-2; стационарный, двухстоечный, электромеханический	3	1650	2450×4100×3200	1275	За кузов при помощи подхватов
ПЛ-2; стационарный, электромеханический, одностоечный	2	1650	2800×2500×3200	846	То же
П157; стационарный, электромеханический, двухстоечный	2	1930	3170×1000×1850	620	"
П270; передвижной, электрогидравлический	2	1800	2450×1000×155	350	За кузов
П165Т; стационарный, одностоечный, электромеханический	2	1860	230×4060×2700	780	При помощи подъемных трапов
П274; передвижной, канавный, ручной, гидравлический	2	1550	4300×1896×250	620	То же
П158; передвижной, электромеханический	2	1000	2380×900×140	280	За кузов при помощи рамы подъемника
П169; стационарный, электромеханический, двухстоечный	3	1930	3170×1000×2850	520	За кузов при помощи балочных подхватов

дается лопастями шнека через фильтр. При холостом ходе плунжера открываются окна на гильзе, и смазка поступает в насос, откуда при рабочем ходе плунжера подается через обратный клапан по шлангу высокого давления к раздаточному пистолету. Подача при противодействии на выходе из насоса 10 МПа (100 кгс/см²) составляет 150 г/мин, номинальное давление — 25, максимальное — 40 МПа (400 кгс/см²), вместимость бака — 40 л, мощность электродвигателя — 0,55 кВт. Габаритные размеры нагнетателя — 595×420×825 мм, масса — 57 кг.

Для защиты машин от коррозии предназначена пневматическая установка мод. 1500434122 "Шексна-Аурас" (рис. 2), разработанная совместно с венгерской фирмой "Аурас". С ее помощью противокоррозионные покрытия подаются в скрытые полости кузовов. Давление подводимого в нее воздуха — 0,7 МПа (7 кгс/см²), вместимость ресивера — 45 л, габаритные размеры установки — 560×420×935 мм, масса — 57 кг.

Фирма "Гароми" выпускает и компрессоры (рис. 3 и 4), в том числе их новые модели К-1, К-2, К-3. Давление сжатого воздуха на выходе составляет

1 МПа (10 кгс/см²). Они имеют следующие технические характеристики (табл. 1).

Фирма выпускает и средства раздачи сжатого воздуха — специальные наконечники двух моделей, оборудованные манометрами. Модель 448М1 применяется при обслуживании шин легковых, модель 458М2 — грузовых автомобилей и автобусов.

В корпусе наконечников размещены клапанные устройства, с помощью которых задают их режимы работы ("подача воздуха", "выпуск воздуха", "замер давления"), и обратный клапан. Предусмотрена также головка с клапанами для подсоединения наконечников к вентилям шин. Управление клапанным устройством — подпружиненной кнопкой и скобой, закрепленной на корпусе.

Выполнение таких работ, как обслуживание агрегатов и механизмов, расположенных снизу автомобиля, или монтаж и демонтаж двигателя, без специального подъемного оборудования весьма затруднительно. С учетом этого в соответствии с требованиями современной организации технического обслуживания и ремонта машин разработаны и изготавливаются различные подъемники, технические характеристики которых приведены в табл. 2.

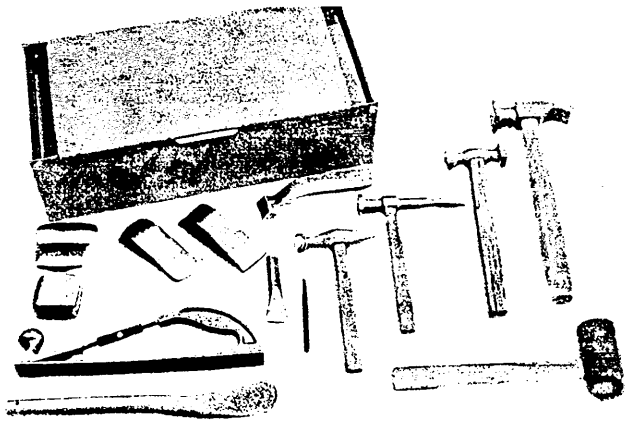


Рис.5

Все эти средства пользуются широким спросом: каждый потребитель в зависимости от марок эксплуатируемых автомобилей и условий их технического обслуживания выбирает тот или иной подъемник. Например, отличительной особенностью подъемника П158 является то, что он обеспечивает продольный наклон автомобиля на 25 град. Как видно из таблицы, устройства дают возможность поднять автомобиль на удобную для обслуживания высоту, обеспечивая свободный доступ к дверям, колесам и другим агрегатам и механизмам, расположенным снизу машины. Некоторые подъемники (П158, П270) — передвижные, складные, не требуют специального фундамента, их можно установить на любой ровной твердой площадке, легко перемещать, ставить под автомобиль. А подъемники П169, П165, П261 представляют собой новые разработки и по своим техническим характеристикам не уступают зарубежным образцам, отличаясь от них повышенной надежностью благодаря применению в конструкциях специальной шариковинтовой передачи.

Помимо этих подъемников заводы "Гароми" разработали и изготавливают передвижные гидравлические

(с ручным приводом) краны моделей 423М и П250 грузоподъемностью 1 т и максимальной высотой подъема крюка 3250 мм. Они оба предназначены для снятия с автомобиля двигателя.

Выпускаются и поставляются также приспособления П235М и П232, предназначенные для снятия и установки коробок передач грузовых автомобилей ГАЗ и ЗИЛ. Они оба переносные, с ручным приводом, рассчитаны на подъем грузов массой соответственно 250 и 200 кг на высоту 1600 мм, наибольшее усилие на рукоятке 120 и 100 Н, габаритные размеры 810×460×540 и 860×660×300 мм, масса 25 и 21 кг.

В номенклатуре продукции, предназначенной для выполнения подъемно-транспортных операций, значительное место занимают домкраты. Для мелких предприятий автотранспорта и автомобилей наиболее подходящими являются домкраты моделей МПЗ гидравлические с ручным приводом (грузоподъемность 3 т), ромбические грузоподъемностью 1 т и винтовые грузоподъемностью от 1 до 5 т.

Есть в продукции фирмы и многое другое, что нужно автомобилисту. Например, компрессометр; пневмотестер для проверки герметичности надпоршневого пространства цилиндров двигателей; приборы для проверки бензонасосов непосредственно на автомобилях, схождения колес; стенд для регулировки углов установки колес; станок для проведения статической балансировки колес легковых автомобилей без их снятия; установки для проверки рулевого управления с гидроусилителем; комплект приборов, а также автоматизированный стенд для проверки тормозов грузовых автомобилей, автопоездов, комплект рихтовочного инструмента (рис. 5) и др.

Фирма "Гароми" занимается и сервисным обслуживанием поставленного ею оборудования, разрабатывает проекты реконструкции существующих и строительства новых производственных объектов и технологических потоков.

За дополнительной информацией обращаться по телефону (095) 169-91-95, тел. /факс 210-28-16).

УДК 621.43.72

Метод квалификационной оценки коррозионной активности моторных масел

Канд. техн. наук В.С. ПАПОНОВ, канд. хим. наук М.Г. ПОЛЯКОВА, И.А. ЗАЦЕПИН, А.А. ТИХОМИРОВ, д-р техн. наук С.Г. АРАБЯН, кандидаты техн. наук И.А. ХОЛОМОНОВ и Г.П. БЕЛЯНИКОВ, А.Г. НИКИТИН, НИКИТИД, НАТИ, ВНИИ НП

В последнее время в связи с переходом на рыночные отношения в экономике, существенным повышением стоимости автомобилей, сельскохозяйственной техники и нефтепродуктов ужесточаются требования потребителя к качеству горючесмазочных материалов, в том числе моторных масел. Поэтому и потребитель, и изготовитель все больше заинтересовываются повышением эффективности методов квалификационных испытаний масел, в частности, испытаний по такому показателю, как коррозионная активность. Причем изготовитель, естественно, хочет, чтобы его продукция пользовалась спросом. Это возможно лишь

при условии, что она обладает высокими эксплуатационными свойствами. Потребитель же хочет, чтобы, скажем, купленное им моторное масло, контактируя с деталями, изготовленными из цветных металлов и сплавов, не вызывало их быстрой коррозии, которая вместе с другими видами изнашивания может привести к интенсивному разрушению деталей и снижению ресурса двигателя.

Конечно, коррозионная активность масел оценивалась и раньше. Делали это как безмоторными, так и моторными методами. Однако, повторяем, требования к точности оценки сейчас возросли. И если исхо-

дить из такой позиции, то оказывается, что все известные безмоторные методы испытаний не дают надежных результатов, поскольку в лабораторных установках условия работы масла в реальном двигателе воспроизвести в принципе невозможно. Несколькими объективнее результаты, получаемые на моторных установках Питтер W-7 (испытания по международному методу СЕС-1-02-А-78), ИКМ-40 (испытания по ТУ 38-401-405-82) и установках с дизелем ЯАЗ-204 (испытания по ГОСТ 20202-74). Но, к сожалению, приобретение зарубежных установок связано со значительными затратами СКВ, а установки ИКМ-40 и с дизелем ЯАЗ-204 не воспроизводят современных напряженных условий работы масла.

Таким образом, возникла реальная необходимость в разработке метода и средств, позволяющих воспроизводить не только сегодняшний уровень напряженности работы масла, но и уровень, ожидаемый в течение 10–15 ближайших лет.

В качестве средства испытаний вполне подходящим оказывается дизель Д-245, обладающий относительно высокой (16,2 кВт/л) удельной мощностью. Тем более, что он уже есть и используется при оценке другого показателя моторных масел — моющих свойств.

Такой выбор удобен, как видим, еще и тем, что за счет совмещения двух видов испытаний представляется возможность сократить число установок специализированной лаборатории.

Что же касается метода испытаний, то при его разработке особое внимание уделялось выбору режима испытаний, позволяющего объективно оценить коррозионное воздействие масел на определенную деталь. В качестве такой детали принят шатунный вкладыш из свинцовистой бронзы марки СО 22-0,5, а в качестве оценочного параметра — предельные значения потери их массы.

В результате исследований, проведенных НИКТИД, НАТИ и ВНИИ НП, выбран следующий

режим: продолжительность испытаний — 125 ч, в том числе обкатка — в течение 5 ч, 12 повторяющихся 10-часовых циклов, режим которых также регламентирован (в частности, температура масла в картере на большинстве режимов поддерживается равной 388–393 К, или 115–120 °С). В ходе испытаний регистрируются и контролируются параметры, характеризующие состояние дизеля: давление масла, температура охлаждающей жидкости, масла и отработавших газов, расход масла "на угар" (при этом средний расход за 10-часовой цикл не должен превышать 80 г/ч). Кроме того, в процессе испытаний определяется изменение основных показателей масла.

Коррозионная активность масла оценивается по средней для четырех комплектов потере массы вкладышей. При этом масла классифицируются по данному показателю следующим образом: если потеря массы не превышает 100 мг, то считается, что коррозии нет, т.е. масло коррозионно-пассивно; если потери составляют 100–250 мг, масло обладает удовлетворительными противокоррозионными свойствами; если свыше 250 мг, коррозионная активность масла высокая.

Результаты исследований показывают: чувствительность свинцовистой бронзы СО 22-0,5 к коррозионным свойствам моторных масел достаточно высока, а установленный режим испытаний позволяет получить значительные величины потерь массы шатунных вкладышей, что обеспечивает достаточную дифференцирующую способность метода и подтверждает правильность выбора типа дизеля. В целом метод (это подтверждено метрологической аттестацией) вполне удовлетворяет требованиям РД 50-262-81 "Методические указания. Порядок метрологической экспертизы и аттестации методов квалификационной оценки топлив, масел, смазок и спецжидкостей". Поэтому он рекомендован для включения в комплекс методов квалификационной оценки моторных масел для автомобильных и тракторных дизелей.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ

УДК 629.018:003.12

Оптимизация программ полигонных испытаний АТС

Канд. техн. наук В.А. ГРУШНИКОВ, Н.С. КИСЕЛЕВ
НИЦИАМТ

Как известно, на ранних стадиях доводки АТС важно точно и быстро оценить, во-первых, уже заложенные в них показатели надежности (прежде всего, основной составляющей — долговечности) и, во-вторых, наметить пути и средства ее повышения. Именно этим объясняется тот факт, что в последние годы резко возрос интерес создателей и производителей техники к форсированным полигонным и стендовым испытаниям. Такие испытания, если они выполнены

на должном уровне, позволяют по величинам критериев предельного состояния оценивать и, что еще важнее, прогнозировать долговечность отдельных агрегатов и АТС в целом. Но что означает "выполнены на должном уровне"? Здесь возможны два варианта: результаты форсированных испытаний те же, что можно получить в реальных условиях эксплуатации техники, или результаты с высокой точностью пропорциональны результатам, которые можно получить в условиях эксплуатации. Причем второй вариант предпочтительнее, поскольку режимы нагружения при форсированных испытаниях можно брать аналогичными эксплуатационным, хорошо известным из статистики. Очень важно и то, что такие испытания можно программировать, а значит, и проводить при любых значениях учитываемых факторов внеш-

них воздействий на АТС. Другими словами, представляется возможность использования инструментальных методов оценки (например, режимов нагружения деталей).

Естественно, планы форсированных экспериментальных испытаний должны быть оптимальными, т.е. учитывать лишь те факторы, которые в наибольшей степени приближают полученные результаты к результатам реальной эксплуатации. И в этом смысле неоспоримыми преимуществами обладают, как свидетельствует опыт, планы испытаний, построенные на основе регрессионного анализа. Последний позволяет получить четкое математическое обоснование эквивалентности или сопоставимости повреждений (исчерпания ресурса долговечности) деталей АТС при различных задаваемых фиксированных значениях одновременно действующих внешних факторов. Такое обоснование представляет собой математическую модель зависимости функции отклика рассматриваемого процесса от факторов внешних воздействий. Причем в качестве функции отклика может быть как интегральная (комплексная), так и дифференциальная (главный параметр) функция, характеризующая потерю надежности (отказ) детали (узла, агрегата, АТС в целом).

В принципе, можно (а чаще всего и удобнее) рассматривать не все составляющие надежности, а лишь долговечность (точнее, накопленные повреждения усталостного характера, т.е. преобладающий фактор или причину выхода из строя деталей АТС). При этом в качестве закона накопления повреждений следует использовать наиболее простую в практическом отношении гипотезу линейного суммирования повреждений Пальмгрена—Майнера, а также ее модификацию и уточнение, сделанные Леви и Уилкинсоном. Но можно и другие, например, гипотезу суммирования усталостных повреждений Серенсена и Козлова.

Второй очень важный момент — выбор факторов внешних воздействий. Здесь прежде всего приходится обращать внимание на представительность каждого из возможных факторов, т.е. предпочтение отдавать тем, которые характерны для разных и максимального числа АТС и условий эксплуатации, воздействуют на возможно большее число агрегатов, узлов, деталей и т.д. Не менее важно, чтобы отобранные для форсированных испытаний факторы можно было описать количественно (предпочтительнее) или хотя бы качественно, а также целенаправленно изменять или контролировать.

К таким факторам, очевидно, относятся загрузка АТС и скорость его движения, макро- и микропрофиль дороги.

Первый из факторов можно, что столь же очевидно, выразить через полную и снаряженную массы АТС, массу груза и т.п., но если опять-таки исходить из практического удобства, то лучше всего применять коэффициент использования грузоподъемности или пассажироместимости.

Второй фактор вариантов, понятно, не имеет (разве что в размерностях). Третий же количественно описывается длиной и углами уклонов дороги, высотой, длиной неровностей и их повторяемостью на единицу пробега АТС. В некоторых случаях доста-

точно и их качественного описания — в виде словесного определения (например: "бульжная дорога ровного замощения", "горная дорога Центрального автополигона", "разбитый асфальтобетон дорог общего пользования" и т.п.).

Для того чтобы модель работала, нужны исходные данные — информация о напряженно-деформированном состоянии деталей агрегатов АТС. Ее получают в ходе экспериментальных исследований. Затем обрабатывают статистическими методами и преобразуют к виду выбранной функции отклика. Значения этой функции рассчитываются для всех значений факторов внешнего воздействия в каждой строке плана эксперимента, используемого для определения коэффициентов полиномиальной модели.

В результате исследователь получает регрессионную модель типа "черный ящик", отражающую статистическую зависимость функции отклика от факторов внешнего воздействия. Она и есть тот инструмент, который позволяет исследовать процесс накопления повреждений деталей (агрегатов, АТС в целом) и обоснованно сопоставлять их нагруженность и усталостную долговечность при любых условиях эксплуатации и испытаний. Точнее, получает значимость (весомость) каждого фактора внешнего воздействия в их наборе, а также значимость их взаимодействия на долговечность элементов конструкции АТС или АТС в целом.

Об этом говорят, что модель отражает функцию отклика в границах факторного пространства.

Однако не только. Она с достаточной степенью достоверности (доверительная вероятность 0,9—0,95) приемлема и за пределами этого пространства, т.е. пригодна для экстраполяции (прогноза). Почему — понятно: например, квадратичная полиномиальная модель представляет собой центрированные и масштабированные значения кодированных переменных (рассматриваемых факторов внешнего воздействия), в которую входят свободный член, равный среднему значению накопленных повреждений в центре факторного пространства, и коэффициенты при его переменных эффектах — квадратическом и взаимодействии факторов.

Подстановка конкретных, интересующих исследователя значений кодированных переменных (факторов внешнего воздействия) в модель позволяет определить величину функции отклика, а использованная ее удельных величин (на 1 км пробега АТС) — сопоставлять удельные накопленные повреждения (а значит, нагруженность и прогнозируемую долговечность деталей АТС) по отношению к значениям функции отклика в разных точках факторного пространства. И не только сопоставлять, но и выбирать точки, которые наилучшим образом могут сказаться на долговечности детали. Другими словами, выполнять векторную оптимизацию.

Многофакторный критерий оценки обеспечивает (именно в силу своей многофакторности) точную сопоставимость режимов нагружения в разных условиях, что означает большую свободу в выборе вариантов форсирования испытаний и, следовательно, более эффективное использование его возможностей при строго адресном воздействии на каждый агрегат АТС. Кроме того (что немаловажно), такой подход

даст возможность, как уже отмечалось, учитывать взаимное, иногда существенное, совместное влияние внешних факторов (эффект взаимодействия), а также предыдущего нагружения, т.е. его "историю" по данному закону накопления повреждений при пробеге АТС по всем дорогам с определенной загрузкой и скоростью.

Все сказанное не вызывает сомнения, когда речь идет о деталях, которые при эксплуатации воспринимают циклические нагрузки, вызывающие повреждение усталостного характера: механизм накопления таких повреждений легко поддается описанию. Но на практике АТС передвигается с переменной скоростью, поэтому процессы нагружения его деталей в принципе не могут быть стационарными. Однако выход есть: их можно рассматривать как совокупность процессов стационарных. Такое разделение нагрузочного режима на отдельные составляющие даст возможность использовать линейную гипотезу суммирования повреждений, что существенно упрощает математическую обработку, интерпретацию результатов испытаний, прогноз долговечности по эмпирическим моделям.

Здесь тоже в качестве исходных данных используется информация, полученная экспериментально. Она представляет собой параметры процессов нагружения, необходимые для последующего имитационного моделирования условий эксплуатации АТС, и позволяет исследовать процессы, для которых нет точного математического описания. В частности, составить программу генерирования и преобразования входных воздействий в широком диапазоне их величин и частот, определения вероятностных, спектральных и других характеристик изделия во временной и частотной областях.

Таковы общие соображения. На практике для моделирования эксплуатационных режимов нагружения достаточно задать такое распределение факторов внешних воздействий, которое довольно близко к эксплуатационному. И здесь нужно исходить из следующего.

Каждый конкретный режим эксплуатации АТС повторяется с той или иной частотой. Следовательно, его можно характеризовать вероятностью повторения. Тогда в качестве обобщенного измерителя режимов эксплуатации можно принять закон распределения вероятностей эксплуатационных режимов. Согласно этому закону существует вполне определенная вероятность того, что АТС с подрессоренной массой G передвигается по дороге категории g со скоростью v . Эта вероятность вычисляется через известные законы распределения вероятностей g , v и G .

Несколько конкретных вопросов, связанных с экспериментальными форсированными испытаниями.

Первый вопрос — порядок их проведения. Он включает 20 операций: выбор функции отклика; назначение критерия оптимизации; формирование набора факторов внешнего воздействия; выделение случайных возмущений; учет контролируемых факторов; выбор управляемых факторов внешнего воздействия; назначение пределов их изменения; выбор и обоснование плана эксперимента и программы испытаний; подготовка контрольно-измерительного комплекса; выполнение экспериментов с регистраци-

ей значений функций отклика; проверка соответствия регистрируемого сигнала типовому (визуальный и тестовый контроль); обработка магнитограмм (получение набора значений функций отклика); статистическая обработка результатов экспериментов; проверка однородности характера нагружения; расчет коэффициентов и получение математических моделей процессов; идентификация математических моделей в широком смысле; оптимизация значений управляемых факторов внешнего воздействия; определение коэффициентов приведения (эквивалентности) — идентификация в узком смысле; назначение оптимальной программы испытаний; пробеговые испытания для сопоставления результатов и корректировки математических моделей.

Второй вопрос — уточнение смысла и содержания некоторых операций.

Так, критерий предельного состояния исследуемого агрегата, узла, детали устанавливается в зависимости от цели испытаний и функций отклика. Им могут быть момент зарождения усталостной трещины, ее развития до определенной длины, определенная величина износа, разрушение детали и т.п. Долговечность можно предварительно оценить (спрогнозировать) по величине отношения предельных значений накопленных повреждений к удельным (на 1 км пробега) в любых условиях эксплуатации или испытаний.

Пределы изменения выходов модели устанавливаются, исходя из реальных значений управляемых факторов исследуемого объекта (процесса), максимального использования повреждающих возможностей испытательных дорог и сооружений, сохранения качественного характера нагружения. Благодаря этому обеспечиваются возможности как калибровки, так и предварительной (грубой) проверки режимов нагружения.

План эксперимента и программа испытаний выбираются в несколько этапов.

На первом берется план с небольшим числом факторов (как правило, двумя). Затем варьируется больший из них. Это позволяет проверить и оценить, с одной стороны, монотонность функции отклика и погрешность, появляющуюся при сглаживании частоты резонансных амплитуд нагружения, а с другой, влияние эффектов взаимодействия факторов полиномиальной модели.

На втором этапе используются трех- или четырехфакторные планы (как правило, трехуровневого — столько, больше, меньше — варьирования). Число опытов и экспериментальных точек должно быть разумно-рациональным с точки зрения коэффициентов корреляции оценок.

Этим требованиям удовлетворяют, например, планы Бокса (B_3), Бокса—Бенкина (BB_3), Хартли (Ha_4).

Программа исследовательских испытаний зависит от набора управляемых факторов модели, т.е. дорог, скоростей движения и нагрузок АТС, а также числа опытов и их повторений, заложенных в плане эксперимента. Программа же последующих форсированных испытаний до исчерпания ресурса исследуемого агрегата, узла, детали определяется степенью желаемого ускорения получения результатов. Для этого с помощью математической модели выделяются наиболее

значимые для данной функции отклика факторы внешнего воздействия и эффекты их взаимодействия. То есть факторы ранжируют с учетом их технико-экономической значимости.

Следующий этап — оптимизация управляемых факторов внешнего воздействия, т.е. выбор таких их значений, при которых функция отклика с точки зрения ускоренного (форсированного) достижения предельного состояния исследуемого агрегата, узла, детали максимальна. Эти значения факторов можно получить расчетом по математической модели или с помощью специальной алгоритмизированной процедуры оценки ее коэффициентов, основанной на диссоциативно-шаговом методе регрессионного анализа.

Однако оптимизация факторов внешнего воздействия — лишь часть дела. Для того чтобы обеспечить оптимальные режимы форсированных испытаний, нужно располагать коэффициентами эквивалентности (подобия), по которым можно сравнивать эти режимы и режимы эксплуатационные. Их определяют путем сопоставления режимов нагружения при разных значениях управляемых факторов на единичном мерном участке дороги.

По оптимальным значениям управляемых факторов внешних воздействий и коэффициентам эквивалентности назначаются конкретные программы испытаний агрегатов, узлов и деталей АТС.

Рассмотренная методология организации испытаний АТС широко применяется в НИЦИАМТс. Реализуется она с помощью комплекса регистрации, обработки и использования данных динамического нагружения агрегатов и узлов. Этот комплекс при испытаниях конкретного агрегата в различных дорожно-транспортных условиях с высокой точностью регистрирует перемещения, вертикальные ускорения базовых деталей, напряжения в них, другие характеристики напряженно-деформированного состояния или иные проявления силового, климатического и т.п. воздействий одновременно в нескольких точках или сечениях конструкции. При этом он обеспечивает не только конечный, но и промежуточный контроль процесса и уровня сигналов.

Что касается степени форсирования испытаний, то об этом говорит такой факт: сроки их проведения, по сравнению с обычными дорожно-стендовыми, сокращаются втрое, причем без потери качества.

УДК 62.001.4:681.3

Цифровая система управления виброиспытаниями

М.С. ВЫСОЦКИЙ, В.И. ПЕТЬКО, М.И. ГОРБАЦЕВИЧ

Автомобиль, как известно, относится к классу многомерных динамических объектов, описываемых стохастической моделью с достаточно высоким уровнем шумов на входе и выходе и, следовательно, допускающих проведение активного эксперимента. Все агрегаты, узлы и отдельные детали АТС в процессе эксплуатации подвергаются воздействию случайных и регулярных внешних факторов различной природы. Они испытывают напряжения, линейные и угловые перемещения, скорости, ускорения и резонансные состояния. Понятно, что всесторонний и оперативный анализ столь большого числа факторов воздействия и динамических состояний самого объекта немалозначим без компьютера, а точнее, высокопроизводительной цифровой вычислительно-управляющей системы стендовых испытаний, созданной на основе имитационного моделирования.

К настоящему времени уже достаточно полно разработаны методы анализа динамики линейных, стационарных во времени объектов, позволяющие моделировать их поведение в условиях реальных воздействий. Сущность имитационного моделирования как основного средства синтеза в САПР состоит в том, что с помощью ЭВМ имитируется поведение исследуемой системы (объекта). Сама же модель представляет собой некоторую комплексную программу для ЭВМ, учитывающую структуру проектируемой системы и взаимодействие между ее элементами. В ней должны быть описаны лишь правила действий объектов системы. Строится модель таким образом, что в ходе испытаний все конструктивные элементы начинают функционировать самостоятельно, выполняя предписанные им операции и взаимодействуя друг с другом. При этом исследователь задает условия и режимы работы, наблюдает и последовательно модифицирует модель, оценивает полученные данные. Таким образом, имитационное моделирование можно рассматривать как управляемый эксперимент, производимый при помощи модели проектируемого объекта, реализованной на ЭВМ.

Разработка имитационной модели предусматривает использование большого объема исходных данных — как по концепции создания транспортного средства (назначение, тип, ограничительные условия и т.д.), так и по его нагруженности в различных условиях эксплуатации. Эти данные формируются на всех этапах цикла создания автомобиля (блок-схема цикла представлена на рис. 1). Результатом взаимодействия блока 1 с входящими в него подсистемами компьютерного банка данных и испытания аналогов служат обобщенные параметры, включающие прогнозирование развития автомобиля в целом, а также его узлов и систем. В результате вырабатываются общие

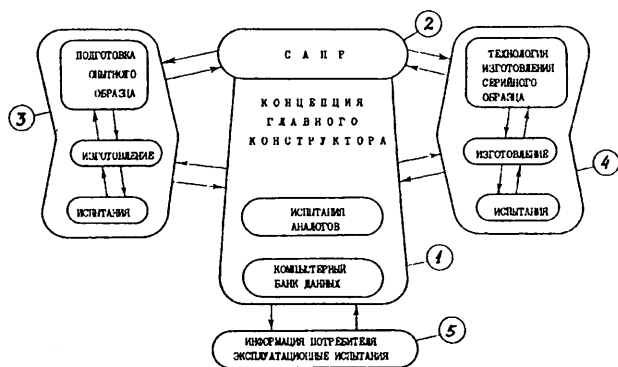


Рис. 1

технические требования к системе и определяется диапазон моделируемых воздействий.

Разработка конструкции ведется на базе аналитических (например, конечноэлементной) и эмпирической (структурные характеристики, полученные в результате испытаний аналогов) моделей, а также модели процесса эксплуатации (характеристики дорог, среды, вибраций и т.п.), ограничительных требований ГОСТ, ОСТ, эргономики, экологии, требований потребителя по технико-эксплуатационным показателям и объемам перевозок. При этом блок 2 (САПР) создает совокупный продукт, представляющий собой прототипы опытного и серийного образцов и разработанный технологический процесс их производства с использованием современных средств программирования и вычислительной техники.

Результат взаимодействия блоков 2, 3 и 4 — обобщенная модель прототипа, в которой могут быть созданы отдельные модели разного назначения, как, например, пространственная динамическая модель автомобиля, имитация лобового столкновения, опрокидывания и т.д. Математическое обеспечение этого уровня корректирует модель прототипа в соответствии с экспериментальными данными и выявляет новые задачи для дальнейшего проектирования и совершенствования конструкции. Аналитически оцениваются модификации конструкции, формируются законы управления и создания технологических процессов. В ходе работы опытный и серийный образцы подвергаются испытаниям с глубокими обратными связями через блок "Концепции генерального конструктора". Данные, полученные в результате испытаний, сравнивают с обобщенной моделью прототипа и определяют отклонения реальных параметров создаваемой конструкции от параметров, заложенных в прототип. Замыкается САПР на требования потребителя и статистическую информацию из эксплуатации (блок 5).

Имитационное моделирование, как и процессы автоматизации испытаний, особенно стендовых, и экспериментальных исследований, присутствует на всех этапах проектирования и автоматизированной доводки конструкций.

Стендовые испытания можно весьма условно разделить на три основных класса: функциональные, ускоренные и ресурсные. Два последних отличаются от первого в основном степенью подобия воздействий. (Следует отметить, что многие виды ресурсных испытаний на стендах достаточно хорошо освоены с применением как отечественного, так и зарубежного оборудования.)

Главная особенность любой цифровой системы управления стендовыми испытаниями — необходимость удовлетворять условиям работы в реальном масштабе времени, в заданной полосе частот, при заданном числе информационных каналов на входе и выходе тракта "стенд—объект". По мере расширения полосы частот, в которой должна работать система, и с ростом числа информационных каналов требования к быстродействию вычислительно-управляющего комплекса возрастают до тех пор, пока часть информационных каналов тракта не войдет в состав испытываемого объекта. Ограничения такого характера можно снять или существенно снизить за счет

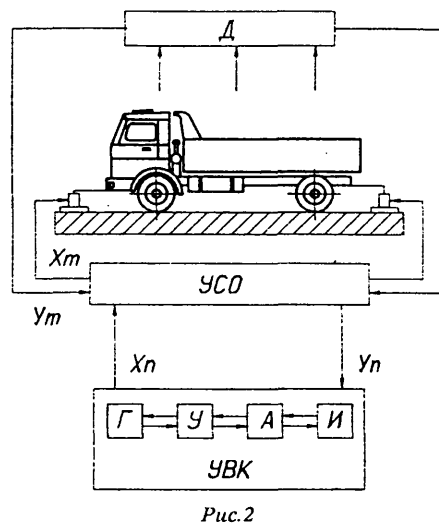


Рис. 2

разработки быстрых алгоритмов в базисе ряда функций, наилучшим образом отвечающих двоичной логике цифровой вычислительной техники и автоматики. К ним относятся функции Уолша, Хаара, Вилленкина—Крестенсона и др. Идея сочетания современных вычислительно-управляющих комплексов и быстрых алгоритмов позволила создать четырехканальные системы управления стендовыми испытаниями в частотном диапазоне до 2 кГц. Функционально-алгоритмическая структура такой системы представлена на рис. 2.

Работа системы начинается с того, что с управляющего вычислительного комплекса (УВК) подается некоторое множество сигналов X_n с управляющими частотными и временными характеристиками. Эти сигналы преобразуются (в X_m), проходя по тракту устройства связи с объектом (УСО), и поступают на исполнительные механизмы. Каждый пульсатор возбуждается одним из сигналов X_m , а все пульсаторы стенда в требуемой последовательности или одновременно воздействуют на испытываемый объект и приводят его в динамическое состояние. По каждому из входов могут быть сформированы разнообразны сигналы-воздействия, изменяющиеся по какому-либо закону: гармоническому, полигармоническому, импульсным последовательностей, случайных распределений, ударного возбуждения и т.д.

На выходах датчиков (Д) появляются электрические сигналы Y_m , несущие информацию о перемещениях, линейных и угловых скоростях и ускорениях, механических напряжениях в определенных точках объекта. Каждый из этих сигналов после прохождения тракта УСО, где он усиливается, фильтруется, нормализуется и преобразуется в цифровой код, поступает в оперативную память УВК.

В соответствии с алгоритмами анализа (А), идентификации (И), управления (У) и генерирования (Г) в УВК определяются характеристики объекта и порождаемых им сигналов, генерируются в цифровом виде и подаются в УСО для коммутации, преобразования в аналоговую форму, фильтрации и нормирования. На выходе УСО, как уже говорилось, формируются сигналы X_m воздействия на стенд. Система замкнулась.

Основными компонентами алгоритмического обеспечения испытательного комплекса как замкнутой цифровой системы управления служат упоминавшиеся алгоритмы генерирования, анализа, идентификации и управления. Что же представляют собой эти алгоритмы?

Генерирование случайного процесса по заданной спектральной матрице входного процесса осуществляется на основе представления Райса—Пирсона. Оно (генерирование) включает определение коэффициентов преобразования Фурье по заданной спектральной матрице, над которыми затем выполняется обратное преобразование Фурье.

Спектральный анализ векторного случайного процесса также включает вычисление коэффициентов Фурье, по которым рассчитывается спектральная матрица выходного процесса. Вычисления коэффициентов Фурье производятся на основе так называемого алгоритма БПФ. Кроме того, алгоритм A включает и вычисления различных спектральных оценок путем либо усреднения значений спектральной матрицы выходного процесса в узких диапазонах частот, либо сглаживания, с применением спектральных окон заданного вида. Идентификация состоит в вычислении передаточной матрицы (функции) испытываемого объекта. Соответствующий элемент передаточной матрицы получается умножением комплексно-сопряженного массива коэффициентов Фурье входного сигнала на массив коэффициентов Фурье выходного сигнала.

По результатам идентификации определяется нулевое приближение спектральной матрицы входного процесса.

Алгоритм управления $У$ выполняет корректировку спектральной матрицы входного процесса таким образом, чтобы спектральная матрица выходного процесса соответствовала заданной. Коррекция проводится по специальной матрице ошибок. Поскольку измерения собственных и взаимных спектров выполняются со случайной погрешностью, в качестве алгоритма управления используются различные модификации алгоритма стохастической аппроксимации, в том числе процедуры Ньютона, Кестена, Робинса—Монро.

По результатам проведенных исследований разработан ряд быстрых алгоритмов анализа информационных потоков и генерирования сигналов в полях

комплексных и действительных величин на основе базисных функций Фурье, Хаара, Уолша, Адамара, теоретико-числовых, полиномиальных, а также алгоритмы взаимно однозначных преобразований коэффициентов при переходе от одного базиса к другому. Это даст возможность удовлетворить требованию реального времени в широком диапазоне частот и представлять конечные результаты в базисе тригонометрических функций независимо от того, какой базис функций использовался в УВК.

Рассмотренный подход и теоретические исследования уже позволили создать несколько систем стендовых испытаний изделий новой техники на предприятиях автомобильной (МАЗ, ГАЗ и ВАЗ) и авиационной (ПО "Радуга") промышленности. Эти системы хорошо себя зарекомендовали как по технико-экономическим показателям, так и сервисному обеспечению.

В заключение следует отметить, что теория ускоренных испытаний находится в начале своего становления, и ее утверждения со многими допущениями еще далеки от необходимой практической достоверности. Подобие испытательных и эксплуатационных воздействий в большой степени зависит от целей испытаний, поэтому методы и режимы испытаний существенно отличаются именно критериями подобия. В литературе уже весьма обстоятельно проанализирован широкий круг задач, возникающих при планировании и разработке программы ускоренных испытаний: выбор режима с учетом автомоделности процесса старения изделия, планирование и проведение предварительных экспериментальных исследований, определение продолжительности испытаний и др. Много, конечно, зависит и от типа задаваемой модели изделия. Поэтому здесь возникает ряд кардинальных вопросов. Например, можно ли модель изделия представить "черным ящиком" или она должна быть структурирована в соответствии с составом узлов, агрегатов, элементов конструкции и т.п.? Каков разброс коэффициентов ускорения испытаний отдельных звеньев изделия в случае структурирования модели? Как согласовать количество входов X_m и выходов Y_m , организовать их коммутацию и учесть взаимное влияние? В то же время несомненным остается одно: дальнейшее развитие теории и практики испытаний, доводки вновь создаваемой техники будет идти именно по пути имитационного моделирования на ЭВМ.

УДК 621.434.047

Прибор для выбора параметров алгоритма коррекции УОЗ

Кандидаты техн. наук С.Н. ШУМСКИЙ и Е.А. ФЕДЯНОВ
Волгоградский ГТУ

Электронные устройства управления подачей топлива и углом опережения зажигания — явно развивающаяся тенденция совершенствования автомобильных ДВС с принудительным зажиганием. В том числе двигателей, оборудованных системами ограничения детонации, которые корректируют величины

УОЗ при появлении признаков детонационного сгорания. Ограничивая детонацию на допустимом уровне, такие системы, само собой разумеется, не должны заметно ухудшать показатели двигателя при коррекции УОЗ и вызывать ложные срабатывания, т.е. уменьшать угол при отсутствии детонации.

Как показывает опыт разработки систем ограничения детонации многими организациями и предприятиями, а также собственный опыт авторов данной статьи, выполнить перечисленные требования удастся лишь тогда, когда удачно выбраны алгоритм коррекции УОЗ и его параметры (во-первых, величина, на которую уменьшается угол при единичном срабаты-

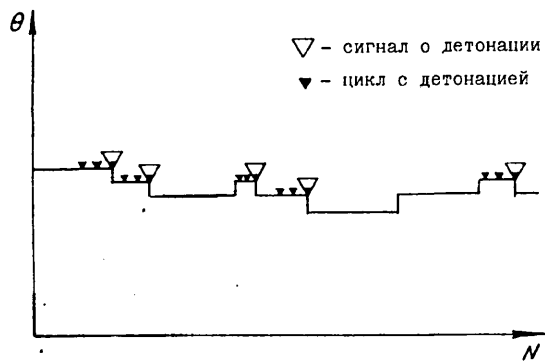


Рис. 1

вании системы, во-вторых, время, в течение которого он сохраняет уменьшенное значение, в-третьих, шаг, с которым восстанавливается первоначальный УОЗ).

Но выбрать "удачно" — не всегда просто. Ведь здесь до сих пор используется технология хотя и с простой логикой, но сложная в реализации.

Логика, действительно, проста: алгоритм коррекции и его параметры подбираются на основе экспериментальной проверки эффективности различных их вариантов. При этом каждый вариант проверяется либо подключением к системе зажигания реального двигателя, либо с помощью специальных лабораторных систем, позволяющих в процессе испытаний двигателя воспроизводить различные алгоритмы или менять их параметры.

И то и другое достаточно трудоемко, а из-за недостаточной большой выборки не позволяет выбрать действительно лучший из возможных вариантов. В этом смысле предпочтительнее технология, при которой в испытаниях задействовано одновременно несколько экземпляров двигателей, установленных на нескольких стендах или автомобилях. Но здесь нужны переносные специализированные системы управления, приспособленные для работы в комплекте с серийными элементами систем зажигания, иначе — опять потери времени, труда, средств. Именно такой прибор создан на кафедре "Теоретические основы теплотехники" Волгоградского технического университета. Он позволяет непосредственно в ходе испытаний изменять в широких пределах параметры алгоритма коррекции, а также характеристики блока выделения детонационного сигнала.

Базовый алгоритм, заложенный в систему ограничения детонации, заключается в следующем: угол опережения зажигания θ (рис. 1) уменьшается на заданную величину ($\Delta\theta_{ум}$), если на N_k рабочих циклов приходится N_d циклов с детонацией. Если же после уменьшения УОЗ в течение N_k рабочих циклов не набирается N_d циклов с детонацией, то УОЗ увеличивается на $\Delta\theta_{ув}$.

Исходное значение УОЗ для каждого из режимов работы двигателя устанавливается с помощью органов управления прибором. При этом изменение угла происходит дискретно — с шагом, величина которого определяется числом импульсов, генерируемых за один оборот коленчатого вала датчиком, установленным у зубчатого венца маховика. Например, для двигателей ВАЗ, имеющих на венце маховика 128 зубьев, величина одного дискрета составляет (с уче-

том удвоения частоты следования импульсов) 1,4 град. п.к.в.

Прибор (рис. 2) содержит: блоки выделения детонации (БВД), индикации (БИ) и согласования сигнала с силовым коммутатором (БС); формирователи опорных сигналов (ФОС) и момента зажигания (ФМЗ); измеритель углов опережения зажигания (ИУОЗ); источник питания (ИП). На вход прибора подаются сигнал датчика детонации (ДД), а также трех индуктивных датчиков: начала отсчета (ДНО), угловых импульсов (ДУИ) и рабочего такта первого цилиндра (Д1).

Блок выделения детонации предназначен для анализа сигналов датчика детонации, выделения сигнала о детонационном сгорании и преобразования его в форму, которая необходима для запуска формирователя сигналов коррекции. Блок рассчитан на работу с пьезоэлектрическим датчиком вибраций, причем как с широкополосным, так и с резонансным. (Для работы с первым используется регулируемый полосовой фильтр, для работы со вторым фильтр не нужен.)

После фильтра или непосредственно после входа сигнал проверяется по моменту появления (он должен лежать в пределах заданного диапазона значений углов поворота коленчатого вала), а также по амплитуде. Пороговое значение сигнала, при превышении которого регистрируется детонация, устанавливается органами управления блоком.

В этом же блоке определяется номер детонирующего цилиндра.

Формирователь опорных сигналов преобразует сигналы датчиков начала отсчета, угловых импульсов и датчика первого цилиндра в опорные сигналы, необходимые для работы других блоков прибора.

Формирователь строба формирует строб-сигналы, с помощью которых, во-первых, задается диапазон углов поворота коленчатого вала, в котором "прослушивается" датчик детонации, во-вторых, определяется номер детонирующего цилиндра. Строб-сигналы формируются после ВМТ такта сжатия каждого из цилиндров, т.е. в области появления детонационных стуков.

Начало и продолжительность строба задаются переключателями, расположенными на панели блока.

В формирователе сигналов коррекции отсчитываются контрольная выборка N_k и контрольное число N_d циклов с детонацией; задаются шаг уменьшения и шаг увеличения УОЗ. Соответствующие сигналы

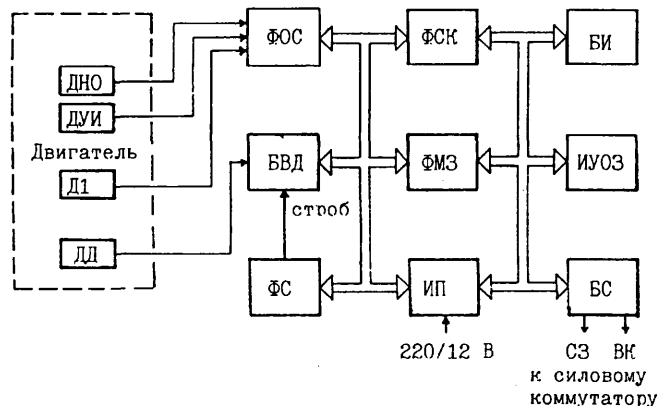


Рис. 2

поступают в формирователь момента зажигания, где учитываются при генерации сигнала искрообразования. При отсутствии коррекции момент искрообразования на любом режиме работы двигателя соответствует значению угла, установленному переключателем на панели прибора.

Текущее значение УОЗ и процесс его коррекции отображаются в цифровой форме блоком индикации.

Измеритель углов опережения зажигания определяет текущее значение УОЗ и управляет работой блока индикации. К выходу измерителя можно подключить шлейфовый осциллограф для записи величины угла в аналоговой форме.

Блок согласования преобразует сигнал момента искрообразования в сигналы, требующиеся для управления двухканальным транзисторным коммутатором 42.3734, т.е. в сигнал зажигания и сигнал выбора канала.

Техническая характеристика прибора

Установка УОЗ 70 град. п.к.в. до ВМТ — 10 град. п.к.в. после ВМТ

Индикация значения УОЗ, в том числе с учетом коррекции	Цифровая
Длительность коррекции, последовательных циклов	1—999
Шаг уменьшения УОЗ при коррекции, дискрет	1—10
Шаг увеличения (восстановления) УОЗ, дискрет	1—10

Контрольное число циклов с детонацией N_d , дискрет	10
Регулировка частоты настройки полосового фильтра сигнала датчика детонации, кГц ..	4,5—10
Строб для сигнала датчика детонации:	
начало (после ВМТ такта сжатия каждого из цилиндров)	Через 0—99 дискрет
длительность, дискрет	0—99
Регулировка чувствительности блока выделения детонации по амплитуде сигнала датчика, В	0—15
Выдаваемая информация:	
индикация номера цилиндра, в котором возникла детонация; сигналы общего числа рабочих циклов и циклов с детонацией; сигналы датчика детонации и величины УОЗ, поступающие на гнезда для подключения измерительных приборов, а также шлейфового осциллографа для записи в аналоговой форме	
Питание	220 В, 50 Гц переменного тока или 12 В постоянного тока
Габаритные размеры, мм	500×270×140
Масса, кг	5

Эксплуатация прибора в лаборатории Волгоградского технического университета, а также в отделе испытаний двигателей Волжского автомобильного и Заволжского моторного заводов показала его высокую надежность, удобство и эффективность.

УДК 665.767.002.61:621.56

Гидравлические масла и их влияние на СОЖ

Т.Н. ТУРЧИНА, Е.В. ЛИТВИН, В.И. КАЧАН
НИИ НП "МАСМА"

Короткая "жизнь" СОЖ — одна из наиболее существенных проблем, возникающих при их эксплуатации. Небольшая ее долговечность очень часто связана с деятельностью микробов, особенно когда в СОЖ попадают минеральные масла из коробок передач, гидравлических систем, револьверных головок, кареток и других потерявших герметичность элементов оборудования.

Масло, попав в водосмешиваемые СОЖ, резко ухудшает практически все основные показатели последних. Так, под его воздействием нарушается стабильность эмульсии и растворов, снижаются их антикоррозионные свойства. Эмульгирование масел при механическом перемешивании СОЖ в процессе эксплуатации приводит к образованию грубодисперсных эмульсий, что отрицательно сказывается на процессе металлообработки. Кроме того, гидравлические масла, смешиваясь с СОЖ, оседают на деталях станков и обрабатываемых материалах, образуя клейкие остатки, что влияет на условия труда, срок службы инструмента, качество выпускаемой продукции. Но, повторяем, особенно вредны масла водосмешиваемых СОЖ: они — дополнительный источник питания для микроорганизмов, поскольку содержат в своем составе соединения серы, фосфора, азота, углерода.

Все сказанное — не гипотеза, а факты, установленные как в лабораторных условиях, так и в условиях производства, где эксплуатируются водосмешиваемые СОЖ разного состава — такие, как "Аквол-2", эмульцид ЭТ-2, "Версал", "Аминил-А", "Аминил-В". (Так, "Версал" и "Аквол-2" — это эмульгируемые масла (эмульсоны); эмульцид ЭТ-2 — эмульсол с повышенной биостойкостью; "Аминил-А" и "Аминил-В" — синтетические СОЖ.)

Естественно, что в процессе эксплуатации они повреждаются разными микроорганизмами по-разному. Например, известно, что чистые (без масла) эмульсии на основе "Аквола-2" и "Версала" больше всего "боятся" бактериальных форм микроорганизмов; для эмульцида ЭТ-2, наоборот, микроорганизмы не опасны; "Аминил-А" и "Аминил-В" повреждаются бактериями и грибами, но незначительно. Однако при попадании масла (в экспериментах — ИГП-18) процесс их биоповреждения и разложения значительно ускоряется и спустя два месяца он достигает значительных величин (см. табл. 1).

Следует отметить, что видовой состав микроорганизмов при наличии масла меняется. Кроме того, в СОЖ появляются грибки, количество которых превышает предельно допустимую норму ($1 \cdot 10^2$ кл./мл) и составляет: для "Версала" — $1 \cdot 10^5$ кл./мл, а для "Аквола" — $2 \cdot 10^3$. Причем растут они в основном на поверхности масляной пленки и достигают стадии спороношения.

Процесс сульфатредукции тоже протекает более интенсивно, чем при СОЖ без масла.

Эмульцид ЭТ-2, как видно из таблицы, меньше всех других СОЖ реагирует на масло: хотя число

Таблица 1

СОЖ		Количество бактерий, кл./мл		Количество грибов, кл./мл		Поражение образца сульфитвосстанавливающими бактериями, %		Коррозионная агрессивность СОЖ к чугуну		Показатель pH		Стабильность СОЖ	
Тип	концентрация, %	в начале испытаний	в конце испытаний	норма	в конце испытаний	в начале испытаний	в конце испытаний	в начале испытаний	в конце испытаний	в начале испытаний	в конце испытаний	в начале испытаний	в конце испытаний
"Версал"	3,0	1.10 ⁴	1.10 ⁵	1.10 ²	0,0	0,0	20,0	0,0	Коррозия	9,2	8,0	+	Расслоение
"Версал" + масло	3,0	1.10 ⁴	1.10 ⁷	1.10 ²	1.10 ⁵	0,0	100,0	0,0	Коррозия	9,0	7,5	+	Расслоение
"Аквол-2М"	3,0	1.10 ⁴	1.10 ⁶	1.10 ²	0,0	0,0	20,0	0,0	Коррозия	9,0	8,8	+	Расслоение
"Аквол-2М" + масло	3,0	1.10 ⁴	1.10 ⁷	1.10 ²	2.10 ³	0,0	100,0	0,0	Коррозия	8,9	8,5	+	Расслоение
Эмульцид ЭТ-2	3,0	1.10 ⁴	0,0	1.10 ²	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,0	8,9	8,5	+	+
Эмульцид ЭТ-2 + масло	3,0	1.10 ⁴	1.10 ³	1.10 ²	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,0	8,8	8,0	+	+
"Аминол-А"	1,5	1.10 ⁴	0,0	1.10 ²	1.10 ⁴	0,0	0,0	0,0	Коррозия	8,8	8,2	+	Хлопья
"Аминол-А" + масло	1,5	1.10 ⁴	1.10 ³	1.10 ²	1.10 ⁴	100,0	0,0	0,0	Коррозия	8,8	8,0	+	Хлопья
"Аминол-Б"	1,5	1.10 ⁴	0,0	1.10 ²	1.10 ⁴	0,0	0,0	0,0	Коррозия	9,0	8,2	+	Хлопья
"Аминол-Б" + масло	1,5	1.10 ⁴	1.10 ⁶	1.10 ²	1.10 ⁴	0,0	0,0	0,0	Коррозия	9,0	7,9	+	Хлопья

Таблица 2

Место испытаний	Концентрация, СОЖ, %	Физико-химические и микробиологические показатели СОЖ											
		Количество бактерий в начале испытаний, кл./мл	Количество грибов в начале испытаний, кл./мл	Поражение СОЖ бактериями, %	Показатель pH	Коррозионная агрессивность СОЖ к чугуну	Стабильность СОЖ	Количество бактерий через месяц, кл./мл	Количество грибов через месяц, кл./мл	Поражение СОЖ бактериями, %	Показатель pH	Коррозионная агрессивность СОЖ к чугуну	Стабильность СОЖ
Мелитопольский моторный завод, линия с умеренной маслоутечкой	3,0	0	0	0	9,2	0	Стабильна	0	0	0	8,9	Выдерживает	Стабильна
Мелитопольский моторный завод, линия с обильной маслоутечкой	"	0	0	0	9,2	0	Стабильна	10 ⁵	0	10	8,5	Коррозия	Расслоение
Мелитопольский завод тракторных гидроагрегатов, линия с обильной маслоутечкой	5,0	0	0	0	9,2	0	Стабильна	10 ⁶	0	20	8,5	Коррозия	Расслоение

бактерий и возрастает, однако оно остается ниже предельно допустимого ($1 \cdot 10^5$ кл./мл).

В "Аминиле-А" и "Аминиле-Б" грибки растут не только на поверхности масляной пленки, но и в толще СОЖ, и на стенке колбы, в то время как при отсутствии масла — лишь на стенке колбы и в толще жидкости. Кроме того, происходит частичное эмульгирование масла, и в конце испытаний появляются бактерии.

Влияние масел на СОЖ в условиях производства изучалось по эмульциду ЭТ-2 (Мелитопольские моторный завод и завод тракторных гидроагрегатов). При этом выявлено (табл. 2), что в заводских условиях масла отрицательно сказываются на биостойкости СОЖ. Например, в системе, загрязненной маслами, биостойкость эмульцида ЭТ-2 ухудшилась уже через месяц испытаний. Более того, количество мик-

роорганизмов даже через неделю испытаний увеличилось до 10^6 кл./мл. Причем в СОЖ обнаружены практически все виды микроорганизмов, характерные для таких жидкостей. Но особенно часто встречаются сульфатвосстанавливающие бактерии. Причина понятна: масло образует пленку на поверхности жидкости, что препятствует насыщению ее кислородом, т.е. создаются анаэробные условия, благоприятные для роста и развития именно сульфатвосстанавливающих бактерий.

Вообще надо отметить, что под влиянием масел процесс поражения СОЖ такими бактериями в производственных условиях идет быстрее, чем в лаборатории, и количество микроорганизмов очень быстро начинает превышать предельно допустимые нормы. Например, уже через несколько дней эмульсии и растворы СОЖ становятся коррозионно-агрессивны-

ми, от них исходит резкий запах сероводорода. Особенно часто он наблюдается в неисправности циркуляционных систем, а также после праздничных и выходных дней (производители это явление называют "запахом понедельника").

В конце процесса сульфатредукции СОЖ становится полностью непригодной и даже опасной для здоровья станочников.

Как видим, попадание масла в СОЖ — явление, крайне нежелательное со всех точек зрения: санитарно-гигиенической обстановки в цехах (его результа-

ты — дым, неприятные запахи, сыпь на коже, дерматиты и др.), производственных затрат (непродолжительный срок службы СОЖ приводит к увеличению себестоимости продукции). Поэтому с ним нужно бороться. Причем изобретать здесь ничего не нужно. Достаточно таких хорошо известных мер, как своевременный контроль содержания масел в СОЖ, поддержание оборудования в исправном состоянии, устранение любых негерметичностей в масляных системах.

ИНФОРМАЦИЯ

В АССОЦИАЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ИНЖЕНЕРОВ РОССИИ

УДК 629.114.6/629.047

Системы пассивной безопасности для легковых автомобилей

О.Л. ИГНАТОВ, В.Д. САПРЫГИН, П.В. ГАИН, И.Я. СНИМЩИКОВ, С.Д. РУДЕНКО, Н.Н. ФЕДОСЕЕВ, И.И. КОРТЮКОВ
РФЯЦ—ВНИИЭФ

В плане конверсии Российского федерального ядерного центра — Всероссийского научно-исследовательского института экспериментальной физики (РФЯЦ—ВНИИЭФ) предусмотрены и с 1990 г. ведутся работы по системам пассивной безопасности легковых автомобилей. Естественно, в тесном контакте со специалистами ведущих автомобильных предприятий России: АЗЛК, ВАЗа, ГАЗа. Задача — простая по замыслу и сложная в решении: создать отечественный конкурентоспособный вариант системы, в которой будут использованы преимущественно отечественные материалы, элементная база и технологии.

Конструкторская документация на экспериментальный образец системы, предназначенной для автомобиля среднего класса повышенной комфортабельности (ГАЗ-3105), уже есть. Изготовлен и успешно испытан в составе автомобиля опытный образец, состоящий из многофункциональной системы идентификации аварийной ситуации, надувной подушки безопасности для водителя и ремня безопасности с устройством принудительного натяжения его лямки.

Система идентификации (рис. 1) состоит из двух кремниевых тензоакселерометров, расположенных на

лонжеронах подмоторной рамы, блока управления и диагностики (размещается в салоне) и соединительных жгутов. Она измеряет и анализирует механические воздействия (перегрузки), действующие на передние концы лонжеронов подмоторной рамы; формирует электрический импульс, включающий надувную подушку и устройства натяжения ремней безопасности в аварийной ситуации; контролирует исправность всей системы.

Напряжение питания системы — 10,8—15 В; ток, потребляемый ею от бортовой сети, не более 0,2 А; время срабатывания при скорости соударения 50 км/ч составляет, в зависимости от типа кузова, от 10 до 15 мс.

Система устойчива к токам наводок, стандартным импульсам перенапряжения в цепях питания, вибрациям и перегрузкам, возможным при эксплуатации автомобиля, пылевлагонепроницаема. Она "распознает" аварийную ситуацию, срабатывая при скорости соударения 20 км/ч и выше и углах встречи с пре-

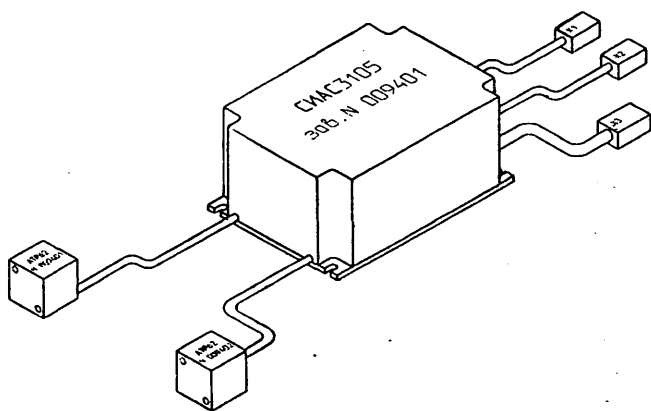


Рис. 1

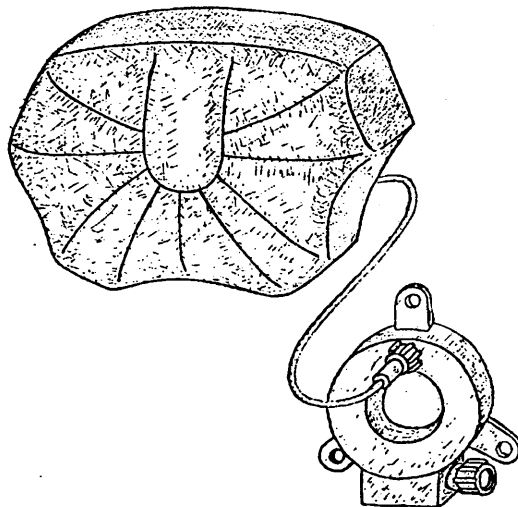


Рис. 2

пятствием $\pm 30^\circ$ по отношению к продольной оси автомобиля; легко перенастраивается на кузов любого типа; не способна к ложным срабатываниям; может работать от автономного накопителя, т.е. после отключения от бортовой сети.

Надувная подушка (рис. 2) представляет собой тонкостенную капроновую оболочку, размещенную в контейнере из ткани или пенополиуретана. Запитывается она от плоского баллончика со сжатым газом, устанавливается в ступице рулевого колеса. Ее габаритные размеры — $195 \times 170 \times 60$ мм, масса — 1,5 кг, объем надувной оболочки — 30 дм^3 . Время ее наполнения — не более 30 мс, уровень шума при срабатывании — не выше 130 дБ, давление в оболочке сохраняется в течение 100 мс.

Ремень безопасности (рис. 3) — обычный, дооборудованный инерционной катушкой и цилиндрическим поршневым устройством натяжения, работающим от малогабаритного порохового газогенератора, который связан с валом катушки специальным механизмом кинематической связи. Устройство натяжения при срабатывании выбирает зазоры между телом человека и лямкой ремня, устраняет "шпульный" эффект, обусловленный неплотностью намотки лямки ремня на барабан катушки. Время срабатывания устройства натяжения — до 15 мс, усилие натяжения лямки ремня безопасности — до 1,47 кН (150 кгс).

Разработанная система безопасности прошла, как сказано выше, испытания на автомобиле. Результаты таковы.

Система идентификации выдает команду на задействование подушки и устройства натяжения ремней через 12,3 мс после столкновения автомобиля с препятствием. Далее процесс удержания манекена идет следующим образом.

Через 4,5 мс вскрывается защитный контейнер подушки, 2 мс — начинают перемещаться лямки ремней безопасности, а спустя еще 16,5 мс начинается движение манекена вперед. За 2,1 мс подушка наполняется, и манекен встречается с ней сначала грудью (через 32 мс после начала движения), а затем и головой (через 40 мс после начала движения). Благодаря такой временной последовательности ни грудь, ни голова манекена с элементами кузова и рулевым колесом напрямую не встречаются, а поскольку к моменту начала движения манекен был плотно прижат лямкой к сиденью, исключается и его "подныривание" под рулевую колонку, "сбрасывание" его головы с подушки или сползание лямки на его шею. И это при всем том, что при скорости соударения, равной 51 км/ч, максимальная перегрузка, действующая на грудь манекена, составила 33, а средняя за время удержания — 16,8g.

Максимальная перегрузка, действующая на голову манекена, была еще больше — 86g, средняя — за

время удержания — 24g. Суммарная продолжительность действия перегрузки, превышающей 80g, оказалась равной 5,9 мс.

Максимальное усилие, действующее на стойку крепления ремня безопасности, достигло 6,17 кН (630 кгс).

Рассматриваемый образец системы пассивной безопасности можно устанавливать и на другие автомобили, а не только на ГАЗ-3105. В частности, подушка безопасности вписывается в рулевое колесо автомобиля ВАЗ-2110 и его модификаций. Если в автомобиле недостаточно места в нише боковой стойки, то подойдет модификация системы, в которой натяжитель связан с катушкой тросом в гибкой оболочке ("бюуденом") и может располагаться в любом месте кузова.

Кроме рассмотренного специалистами РФЯЦ разработали и другие варианты системы. Например, с подушкой, заполняемой от пиротехнического генератора азота (чистота генерируемого газа — 99,6 %). Создана и испытана оригинальная конструкция устройства принудительного натяжения ремней в виде телескопической стойки замка ремня. Устройство способно за 10 мс переместить замок на 85 мм и зафиксировать его в конечном положении.

Есть оригинальная конструкция подушки на базе баллона с механически открывающимся клапаном и встроенным механическим датчиком аварийной ситуации, а также с механическим приводом и встроенным датчиком аварийной ситуации с диаграммой направленности более 80° . Конструкция проходит патентную экспертизу, получен приоритет. Разработаны несколько вариантов механических и электро-механических датчиков аварийной ситуации.

Таким образом, конструкторский задел есть. Следующий этап — налаживание производства новых систем. Это позволит "повернуть" кривую тяжести последствий ДТП вниз, приблизить уровень пассивной безопасности наших АТС к уровню безопасности автомобилей, выпускаемых, скажем, фирмами ФРГ.

В заключение отметим следующее. К сожалению, в 1995 г. из-за отсутствия финансирования как из федерального бюджета, так и от автомобилестроительной отрасли данные работы из плана РФЯЦ-ВНИИЭФ выпали. Но не прекращены и ведутся по инициативе разработчиков. Потому что они нужны, а значит, со временем востребуются.

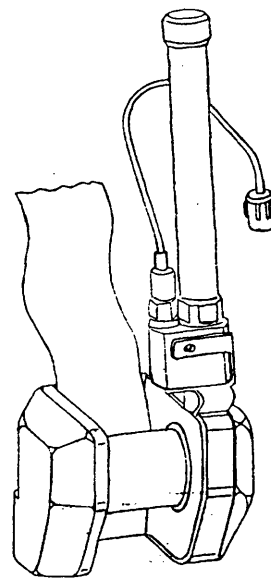


Рис. 3

УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

Напоминаем: подписной индекс журнала

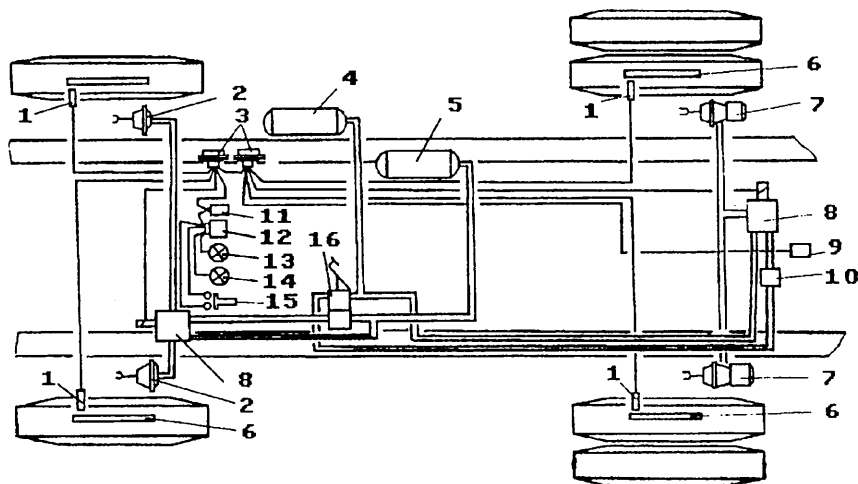
"АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ" — 70003.

УДК 629.114.4

АБС для грузовых автомобилей ЗИЛ

А.М. АХМЕТШИН
АМО ЗИЛ

В АО "АМО ЗИЛ" создана АБС, функциональная схема которой вместе с рабочей частью пневматического привода тормозов двухосного автомобиля ЗИЛ-4331 приведена на рисунке. В нее входят: датчики 1 угловой скорости колес (устанавливаются внутри тормозного механизма каждого колеса); электронные блоки 3 управления; блок 12 контроля и блок 11 коммутации АБС прицепа (устанавливаются в кабине); электропневматические модуляторы 8 давления сжатого воздуха в тормозных камерах (устанавливаются в контурах тормозного пневматического привода); сигнализаторы 13 и 14 и кнопка 15 проверки АБС, устанавливаемые на панели приборов; разъемное соединение 9 АБС прицепа,



устанавливаемое на задней поперечине рамы автомобиля; жгут проводов для соединения элементов АБС.

АБС прошла испытания на

автомобилях семейств ЗИЛ-4314, ЗИЛ-4331 и ЗИЛ-133 на соответствие предъявляемым к ней требованиям и рекомендована в производство.

УДК 629.114.5:421.7

Движение сочлененного автобуса с задней толкающей секцией

Канд. техн. наук В.В. СЕЛИФОНОВ, Э.В. ЛАВРОВСКИЙ
МАМИ

В силу ряда политических и экономических изменений в России в последнее время встала острая необходимость создания нового российского сочлененного автобуса для внутригородских пассажирских перевозок.

Сочлененный автобус делается на базе какой-либо модели автобуса одиночного. Как правило, на базе большого городского автобуса.

В России большие городские автобусы выпускает только ЛиАЗ (модель ЛиАЗ-5256). Превращая их в сочлененные, надо учитывать, что ЛиАЗы — с задним расположением силового агрегата, поэтому и сочлененный автобус придется делать с приводом на задние колеса (колеса прицепа). Это не вызовет серьезных измене-

ний в технологии производства и позволит в кратчайшие сроки наладить серийное производство "сочлененников".

Однако здесь есть очень серьезное препятствие: заднеприводный сочлененный автобус склонен к складыванию.

За рубежом, для того чтобы уменьшить эту склонность, применяют противоскладывающие устройства, но законы, по которым управляются эти устройства, фирмы держат в секрете. У нас же, как показывает анализ научной литературы по этой теме, рассматривались кинематика криволинейного движения сочлененных автобусов только при малых углах складывания, без учета уводов колес, и динамика этого движения

— только в случае передней ведущей секции. Да и само рассмотренное носило, можно сказать, локальный характер. Например, кинематика криволинейного движения исследовалась только при одной схеме расположения мгновенных центров поворота задней и передней частей автобуса — с одной стороны от продольной его оси. Не учитывалось, что при начале такого движения (в момент перехода от прямолинейного) мгновенные центры поворота находятся с разных сторон от продольной оси автобуса. Опубликованная формула для расчета изменения угла складывания при криволинейном движении не совсем корректна для малых углов и совсем "не работает" при больших углах. Кроме того, применяемые математические модели и дифференциальные уравнения движения не подходят для "сочлененника" с задней толкающей секцией.

Все это доказывают результаты выполненных в МАМИ специаль-

ных исследований кинематики криволинейного движения сочлененного автобуса с задней толкающей секцией при различных режимах его движения.

Показали они и другое. Если исходить из поворотов с различным расположением мгновенных центров поворота задней и передней частей автобуса, а также дорожных условий, режимов движения, конструктивных параметров автобуса, увода колес, то оказывается, что "сочлененник" с задней толкающей секцией вполне жизнеспособен и может двигаться, не складываясь, даже без проти-

воскладываемого устройства. Правда, лишь при определенных условиях. Так, созданный на ЛиАЗе опытный образец при движении по сухому асфальту без складывания на скорости 5,5 м/с (~20 км/ч) при постоянной угловой скорости поворота управляемых колес 1 град/с может войти в габаритную полосу поворота с максимальным радиусом 12 и минимальным — 5,3 м. Однако при скорости выше 50 км/ч возникают взаимные опасные поперечные колебания передней и задней частей автобуса. Значит, без противос-

кладывающих устройств не обойтись. Какими им быть, покажут проводимые в МАМИ исследования динамики криволинейного движения автобуса при различных режимах его движения. В их ходе определятся зависимости момента трения, необходимого для исключения складывания в любой момент движения, от различных факторов. Таких, как состояние дороги, скорость движения, конструктивные особенности автобуса, загруженность, распределение нагрузки по осям и некоторым другим.

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Пашков В.И. — Правовые основы банкротства пред-приятый	3
Серезенкин А.М. — О стимулировании развития парка газобаллонных автомобилей	5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Григорьев М.А., Сонкин В.И. — Какими будут бензиновые двигатели легковых автомобилей	6
Разумовский В.В. — Новое городское автотранспортное средство	12
Каменев В.Ф., Ефременков С.А. — Способ управления двигателем, работающим на обедненных топливоздушных смесях	13
Сергеев А.Л. — Городской автобус: совмещение характеристик гидротрансформатора	15
Михайлин А.А., Зыков В.А. — Объемные гидравлические тормоза	18
Грищенко В.И. — Двухрядные подшипники для колес легковых автомобилей	19

Возвращаясь к напечатанному

Есенберлин Р.Е., Бунькин В.И. — Нейтрализатор отработавших газов	21
--	----

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Нурмиев Г.Н. — Гаражное оборудование	23
Папонов В.С., Полякова М.Г., Зацепин И.А., Тихомиров А.А., Арабян С.Г., Холмонов И.А., Белянчиков Г.П., Никитин А.Г. — Метод квалификационной оценки коррозионной активности моторных масел	26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ

Грушников В.А., Киселев Н.С. — Оптимизация программ полигонных испытаний АТС	27
Высоцкий М.С., Петько В.И., Горбацевич М.И. — Цифровая система управления виброиспытаниями	30
Шумский С.Н., Федянов Е.А. — Прибор для выбора параметров алгоритма коррекции УОЗ	32
Турчина Т.Н., Литвин Е.В., Качан В.И. — Гидравлические масла и их влияние на СОЖ	34

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров России

Игнатов О.Л., Сапрыгин В.Д., Гаин П.В., Снимщиков И.Я., Руденко С.Д., Федосеев Н.Н., Кортюков И.И. — Системы пассивной безопасности для легковых автомобилей	36
--	----

Активная безопасность АТС

Ахметшин А.М. — АБС для грузовых автомобилей ЗИЛ	38
--	----

Селифонов В.В., Лавровский Э.В. — Движение сочлененного автобуса с задней толкающей секцией	38
---	----

Главный редактор В.П. МОРОЗОВ

Заместитель главного редактора В.Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, В.В. Барбашов, А.А. Быковский, Н.Н. Волосов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, А.З. Горнев, М.А. Григорьев, Б.И. Гуров, Ю.К. Есеновский-Лашков, Р.А. Карачурин, Ю.А. Купеев, Е.Н. Любинский, В.И. Пашков, В.Д. Полетаев, А.М. Серезенкин, Н.Т. Сорокин, В.Е. Спириин, А.И. Титков, Г.Б. Урванцев, Н.Н. Яценко

Ордена Трудового Красного Знамени издательство "Машиностроение"

Художественный редактор Т.Н. Погорелова
Технический редактор И.Н. Раченкова
Корректор Л.И. Сажина

Сдано в набор 11.01.95. Подписано в печать 02.03.95.
Формат 60x88 1/8. Бумага кн.-журн. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Усл. кр.-отт. 5,88. Уч.-изд. 6,76.
Тираж 1546 экз. Зак. 103

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, Ветошный пер., 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427
Телефоны: 928-48-62 и 298-89-18

Набрано в ордена Трудового Красного Знамени издательстве "Машиностроение" на персональных ЭВМ 107076, г. Москва, Стромьинский пер., 4

Отпечатано в Подольской типографии Чеховского полиграфического комбината 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 25



ОВЕН

МЫ РАЗРАБОТАЛИ И ИЗГОТОВИЛИ ДЛЯ ВАС ПРИБОРЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ И УСТРОЙСТВО ЗАЩИТЫ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ:

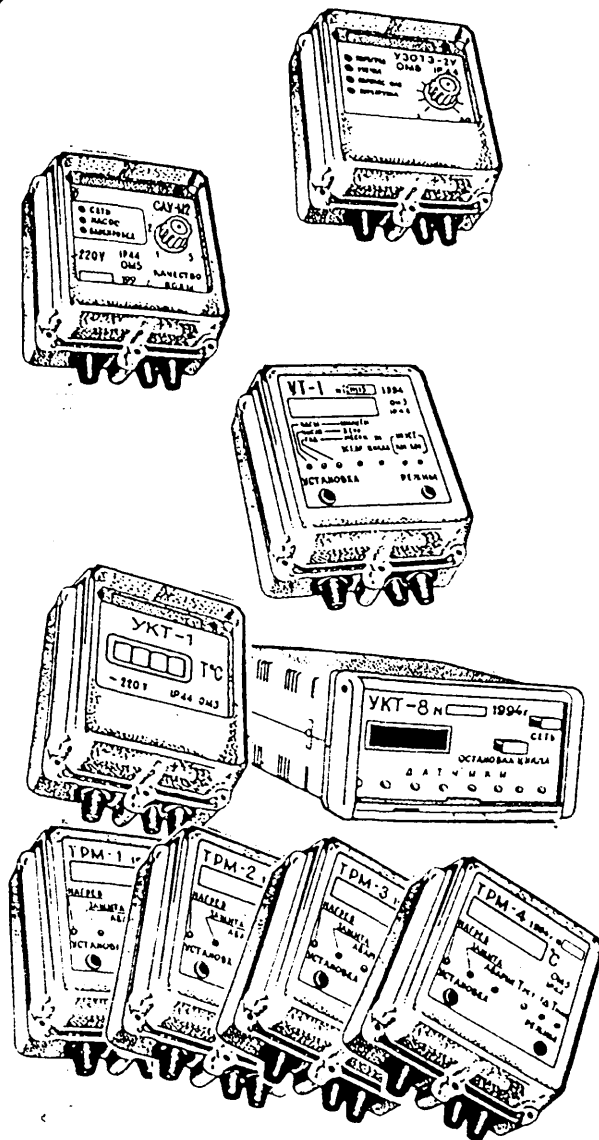
- устройство защитного отключения трехфазных электродвигателей УЗОТЭ-2У (отключение при обрыве и перекосе фаз, превышении номинального тока, перегреве и нарушении изоляции обмотки статора; мощность защищаемых электродвигателей 1,6-250 кВт)

- систему автоматического управления уровнем воды (поддержание заданного верхнего и нижнего уровней в емкости, контроль уровня в скважине)

- микропроцессорный универсальный таймер УТ-1 (бесконечная последовательность циклов, четыре уставки включения-выключения внутри каждого цикла, устанавливаемая длительность одного цикла - минута, час, сутки, неделя, месяц или год)

- цифровые устройства контроля температур ($-50 \pm 180^\circ\text{C}$) с одним (УКТ-1) и восемью (УКТ-8) датчиками

- микропроцессорные терморегуляторы ТРМ-1, 2, 3, 4, 5 ($-50 \pm 180^\circ\text{C}$; $0 \pm 750^\circ\text{C}$; двух- и четырехпозиционные; с защитой от перегрева; с сохранением установленных параметров регулирования при длительном аварийном отключении электропитания)



Преимущество контактов с нашим предприятием заключается в возможности заказа не только уже имеющейся продукции, но и в возможности разработки и изготовления приборов, необходимых вам для работы, но отсутствующих в нашем ассортименте.

Для **О П Т О В Ы Х** покупателей предусмотрена **С К И Д К А**.

Информация и прием заявок по телефонам: (095) 174-43-25, 174-44-74 (факс), 171-09-21, телетайп 611293 Шел.

Адрес: 109456, Москва, 1-й Вешняковский пр., д. 2, МГП <ОВЕН>.



**НПО НИИТ
автопром**

▶ ВПЕРВЫЕ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ ИНТЕРВЬЕ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ ЛАЗЕРНОЙ СТЕРЕОЛИТОГРАФИИ

открыт АО "АСМ-холдинг" и "НИИТавтопром" на базе уникального оборудования, математического продукта и технологических материалов фирм 3D Systems (США) и Ciba-Geigy (Швейцария).

СУЩНОСТЬ:

- ♦ изготовление прототипа детали (модели) по ее математической модели методом фотополимеризации (отверждения) спецжидкостей лучом лазера

ПРЕИМУЩЕСТВА:

- ♦ резкое (в десятки раз) сокращение времени на разработку и внедрение новых изделий
- ♦ значительная экономия времени и средств на технологическую подготовку производства
- ♦ неограниченная универсальность компьютерных систем и математического обеспечения
- ♦ достижение высокой точности (в пределах 0,08 — 0,1 мм) изготавливаемых моделей-прототипов
- ♦ широкий диапазон плотности (от 1 до 0,25) модели в ее объеме

ПРОГРАММА УСЛУГ:

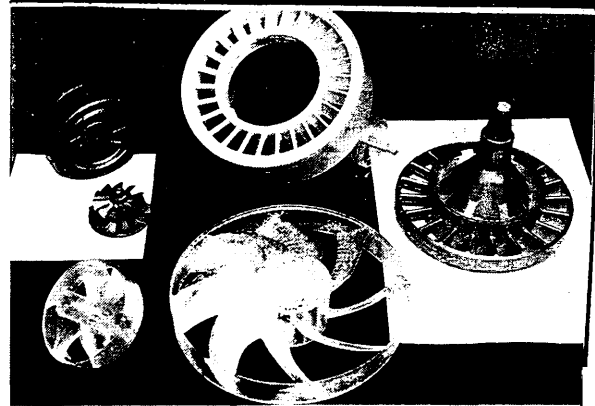
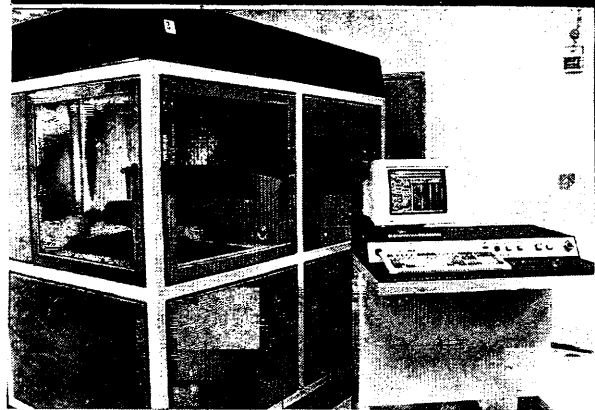
- ♦ экспресс-изготовление модели сложной детали размера до 500×500×500 мм по чертежам или магнитному носителю заказчика. Модели детали более крупных размеров могут быть изготовлены по частям с последующей их склейкой
- ♦ внедрение технологии стереолитографии, демонстрация и продажа систем, обучение специалистов
- ♦ проведение совместных НИОКР, оказание помощи заказчику в приобретении и обслуживании систем стереолитографии

ОБЛАСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ:

- ♦ дизайнеры, конструкторы и производственники автомобильной промышленности и любых других отраслей машиностроения

Обращайтесь к нам по адресам:
АО "НИИТавтопром", 115533,
Москва, пр. Андропова, 22/30,
Центр стереолитографии
Телефоны: (095) 118-37-33,
118-30-77
Факс (095) 118-35-55
Телекс 412158
Телетайп 114461 Кармин

АО "АСМ-холдинг", 103895,
Москва, Кузнецкий мост, 21/5
Телефоны: (095) 925-49-36,
925-78-87
Факс: (095) 924-39-00,
925-78-87



**СТЕРЕОЛИТОГРАФИЯ — ПРОРЫВ В КОНЦЕПЦИИ
СОЗДАНИЯ НОВЫХ ОБЪЕКТОВ**

