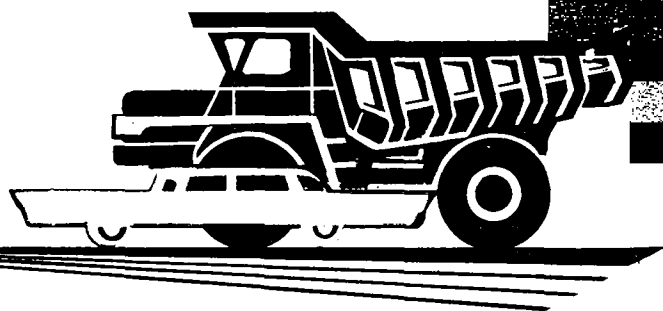


7

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1973

2



СОДЕРЖАНИЕ

А. И. Титков, В. А. Петрушов — Некоторые задачи перспективного развития конструкторских работ по отечественным автомобилям	1
ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА	
М. Г. Бочков — Результаты исследования процессов перемещения в литейных цехах	6
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
А. М. Кригер — Работы над перспективными автомобилями	9
Л. Х. Арустамов, В. И. Залыгин — Прибор для автоматического замера расхода дизельного топлива	12
И. А. Барский — Потери, вызванные радиальным зазором в лопатках регулируемого соплового аппарата турбины	14
А. Н. Воинов, С. Г. Нечаев, Ф. В. Туровский — Исследование калильного зажигания в форсированном двигателе воздушного охлаждения	16
В. Н. Комиссаржевская, А. Э. Исаков, И. Б. Гурвич, З. П. Волкова — Способ определения износа шеек коленчатых валов	17
А. А. Афанасов, В. А. Назаров — К вопросу снижения затрат на изготовление изделий автотракторного электрооборудования и приборов в тропическом исполнении	20
А. В. Жуков — Исследование колебаний автомобиля при переезде неровностей на режимах торможения или разгона	21
А. Ф. Машенко, Р. А. Меламуд, Нгуен Хью Кан — Определение параметров скоростной фрикционной характеристики тормозов автомобиля	23
Г. М. Косолапов, Е. Н. Сидоров — Исследование устойчивости движения автомобиля при торможении	26
Д. Ф. Фортунков — Влияние типов и качества шин на интенсивность их износа и эксплуатационные показатели легкового автомобиля	30
М. М. Бахмутский, Л. Л. Гинцбург — Взаимосвязь реакций автопоезда на управление и управляемости системы автопоезд—водитель	32
Е. И. Бурдасов, И. Д. Зарифьянц — Выбор оптимального способа восстановления работоспособности подвесок при поломках рессор	34
ТЕХНОЛОГИЯ	
А. Н. Ершович, А. А. Иванов, Б. И. Ушерович — Цилиндры двигателей воздушного охлаждения из чугуна с малыми примесями сурьмы	35
Д. А. Дудко, Б. И. Максимович, Л. И. Ченгураев, В. В. Заводян, Н. Г. Агафонов, Э. С. Мираков, Е. Г. Бородулин, А. Г. Мензенкамф — Технология, сплавы и оборудование для наплавки клапанов способом намораживания	37
В. Н. Бунтов, А. Б. Новиков, Б. А. Петухов, К. С. Аввакумов — Упрочнение коленчатых валов дизелей поверхностным пластическим деформированием	39
В. С. Десятник, А. П. Минаков — Обработка криволинейного профиля головки разжимного кулака колодочного тормоза	41
ИНФОРМАЦИЯ	
И. Г. Баранник, Л. М. Регельсон — Перспективы применения электронной автоматики на автомобиле	42
А. К. Шеленкова, О. С. Тютрюмов — Особенности автомобильных аккумуляторных батарей зарубежных фирм	45
А. Т. Быкадоров — Высадка автономалей из малоуглеродистых сталей	46
Н. С. Гринберг, А. Л. Сергеев — Семинар по гидромеханическим передачам автомобилей	47
Новости в технологии машиностроения за рубежом	48
Рефераты статей	3-я стр. обл.

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, В. А. Карпов, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, А. Н. Низов, А. Н. Островцев, С. М. Степашкин, А. Д. Провирнин, В. А. Устинов, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

Москва, К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230,
тел. 226-63-14 и 226-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор И. М. Борейша

Сдано в набор 7/ХІІ 1972 г. Подписано в печать 19/І 1973 г. Т-07116
Печ. л. 6,0 Бум л. 3,0 Уч.-изд. 9,5 Формат 60Х90/8 Тираж 11513 экз. Зак. 4392

Типография изд-ва «Московская правда».

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

2

ФЕВРАЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1973

Год издания XXXIX

УДК 629.113

Некоторые задачи перспективного развития конструкторских работ по отечественным автомобилям

А. И. ТИТКОВ, д-р техн. наук В. А. ПЕТРУШОВ

Министерство автомобильной промышленности, НАМИ

В СООТВЕТСТВИИ с директивами XXIV съезда КПСС автомобильная промышленность СССР в текущей пятилетке решает задачу удвоения объемов производства автомобилей.

Увеличивается как количество заводов, предназначенных для выпуска автомобилей, прицепов, их агрегатов, узлов и деталей, так и размеры производства на каждом заводе. Темпы развития народного хозяйства и повышения благосостояния народа таковы, что потребуют дальнейшего непрерывного роста производственных мощностей автомобильной промышленности и увеличения объемов производства автомобильной техники. При этом удовлетворение интенсивно возрастающих потребностей народного хозяйства в автомобильных перевозках предусматривается не только за счет роста количества подвижного состава. Увеличение выпуска автомобилей и рост темпов повышения их производительности и долговечности будут находиться в экономически обоснованных соотношениях.

Так, например, намечаемое увеличение грузооборота за 1971—1975 гг., осуществляемого автомобильным транспортом общего назначения, составляет согласно плану на новую пятилетку 60%, что должно и может быть выполнено при росте парка грузовых автомобилей соответственно лишь на 15% (эта последняя цифра отражает также возрастание интенсивности обновления парка). Основной удельный вес в средствах повышения грузооборота автомобильного транспорта займут оптимизация структуры его парка, повышение средней грузоподъемности, производительности, долговечности и надежности автомобильного подвижного состава.

Намечено увеличить пассажирооборот автобусного транспорта общего пользования в соответствии с планами новой пятилетки к 1975 г. в 1,6 раза по сравнению с 1970 г. и будет также осуществлено не только при увеличении поставок автобусов в парк общего пользования. Существенным резервом увеличения пассажирооборота являются также достижение оптимальной структуры автобусного парка и повышение провозной способности автобусов при одновременном улучшении качества обслуживания пассажиров.

В течение десятилетия (1971—1980 гг.) продажа легковых автомобилей населению должна значительно возрасти, причем

к 1975 г. в 6,5 раза. Разумеется, что и в этом случае речь идет не только о чисто арифметическом росте поступления однотипных моделей легковых автомобилей на внутренний рынок, но и об основном на изучении и прогнозировании спроса покупателей расширении в рациональных пределах номенклатуры моделей легковых автомобилей, удовлетворяющих различным требованиям покупателей к размерам автомобилей, мощности их двигателя, степени комфорта, проходимости и стоимости. По мере выполнения намеченной XXIV съездом КПСС программы увеличения в 3,5—3,8 раза производства легковых автомобилей в текущем пятилетии и дальнейшего развития этой программы в десятой пятилетке, а также по мере увеличения экспорта легковых автомобилей, роль фактора рациональной номенклатуры типоразмеров легковых автомобилей будет возрастать.

Для решения поставленных задач в области грузового и автобусного транспорта общего пользования отечественное автомобилестроение располагает необходимой исходной платформой: СССР уже длительное время занимает устойчивое первое место в мире как по производству грузовых автомобилей с полезной нагрузкой более 1,5 тс, так и по производству автобусов. Уже в истекшей пятилетке благодаря вниманию Партии и Правительства и трудовым достижениям автомобилестроителей в автомобильной промышленности были введены основные производственные фонды, равные созданным за все предыдущие годы ее развития. А в текущей пятилетке, выделяемые автомобилестроению капитальные вложения превысят соответствующий показатель 1965—1970 гг. почти в 2 раза.

Получаемый народным хозяйством доход, достигаемый за счет прибыли предприятий отрасли, снижения себестоимости автомобильных перевозок, а также за счет поступлений от продажи легковых автомобилей населению как по абсолютным размерам, так и по темпам роста намного опережает средства, затрачиваемые на развитие автомобильного производства.

При разработке Министерством автомобильной промышленности комплексной системы перспективных типажей пассажирских и грузовых автомобилей и прицепного состава на перспективу (см. схему) важная роль была отведена технико-

ронным требованием увеличения размеров бортовых платформ и самосвальных кузовов универсального назначения не всегда приводят к желаемому результату: объемный вес перевозимых автомобильным транспортом грузов колеблется в среднем от 0,30—0,35 до 3,0—3,5 т/м³, т. е. в десятикратных пределах. Оптимизация размеров кузова или платформы ни по одному из крайних, ни по среднему значению этой величины не может предотвратить вредных последствий или недогрузки легковесными грузами или, что наиболее вредно для правильной эксплуатации парка автомобилей, регулярной перегрузки грузом повышенного объемного веса.

В этой связи единственно правильным и наиболее перспективным средством регулирования в массовой эксплуатации грузового автомобильного транспорта уровня использования его грузоподъемности и производительности является всемерное повышение в выпуске и парке автомобилей специализированных модификаций. Расчеты показывают на экономическую целесообразность изменения структуры выпуска грузовых автомобилей и прицепного состава (табл. 2).

Таблица 2

Основные модификации специализированных автотранспортных средств		Доля в выпуске в %
Тип кузова	Назначение	1970 г.
Самосвальный	Для строительства	34,6
	Для сельского хозяйства	22,4
Фургон	Общее	12,8
	Для перевозки грузов узкой номенклатуры	8,1
Цистерна	Для пищевых грузов	10,3
	Для непищевых грузов	9,3
Прочие	—	2,5
		100,0

Совокупность четко выраженных конструктивных разграничений карьерных, промышленно-строительных и сельскохозяйственных самосвалов, повышения удельного веса выпускаемых фургонов, цистерн и контейнеровозов сделает более условным и само традиционное понятие базовых автомобилей с бортовой платформой, так как сузит номенклатуру перевозимых на них грузов и диапазон условий их эксплуатации, а следовательно, приблизит их к функциям одной из специализированных модификаций.

Успех развития специализированного автомобильного транспорта в стране зависит от правильной координации его проектирования и производства в ряде отраслей промышленности на базе шасси автомобилей и автомобильных агрегатов, выпускаемых Министерством автомобильной промышленности.

Министерством автомобильной промышленности в настоящее время выпускается свыше 75% специализированных автомобилей и около 1/3 специализированного прицепного состава от общего их выпуска в стране, а для остальной доли специализированного транспорта поставляется преобладающее количество узлов и деталей ходовой части.

Характерной чертой автомобильной отрасли является ее производственно-техническая приспособленность к массовому выпуску продукции. При необходимых дополнительных капиталовложениях и развитии специализированного выпуска агрегатов могут быть дополнительно увеличены объемы их поставок по кооперации предприятиям других отраслей.

Следует критически отнестись к еще существующим представлениям о целесообразности сосредоточения в одной отрасли производства несущих систем и сборку всей разнокалиберной массы мелкосерийных узкоспециализированных средств ведомственного применения, которые не могут быть объединены массовым автомобильным производством.

Координация разработки, оптимизация структуры выпуска и структуры производства специализированных автомобилей и прицепного состава для удовлетворения нужд промышленности, сельского хозяйства и строительства является наиболее мощным резервом дальнейшего повышения фактической грузоподъемности и производительности автомобильного транспорта.

Параллельно с дифференцированием автомобилей по видам специализированных перевозок наметилась и задача специа-

лизации уровня их энерговооруженности. Выбор мощности двигателя грузового автомобиля уже значительное время перестал быть предметом только механики автомобиля и превратился в специальную технико-экономическую задачу оценки влияния двух групп противоположно действующих факторов.

С одной стороны, установившаяся в последние годы тенденция к увеличению мощности двигателей приводит к возрастанию их размеров, веса и стоимости, т. е. к возрастанию стоимости автомобиля. При этом увеличиваются также расходы топлива и масла. Эти факторы вызывают увеличение народнохозяйственных затрат.

С другой стороны, увеличение мощности двигателей приводит к возрастанию средних скоростей движения автомобилей, а следовательно, к увеличению их производительности и уменьшению необходимого парка автомобилей для выполнения заданного объема перевозок. Эти факторы обеспечивают снижение народнохозяйственных затрат.

Результатом является увеличение числа модификаций базовых моделей двигателей для грузовых автомобилей перспективного типажа по числу цилиндров и уровню форсирования для обеспечения всей гаммы потребностей от шасси одиночных автомобилей под специальную комплектацию до мощных магистральных тягачей.

В автобусостроении на характер задач, стоящих перед конструкторами, влияют темпы возрастания роли автобусного транспорта в пассажирских перевозках. За десятилетний период (с 1960 по 1970 гг.) транспортная подвижность населения во всех видах сообщений увеличилась в 1,6 раза, объем автобусных перевозок в 2,5 раза, а доля участия автобусного транспорта во внутригородских перевозках возросла с 43 до 55%.

Развитие автобусных перевозок сопровождается объективно обусловленными процессами дробления мощности пассажиропотока на отдельных маршрутах и усиления ее неравномерности по времени. Так, за рассматриваемый период (1960—1970 гг.) пассажирооборот автобусного транспорта во внутригородском сообщении увеличился в 2,8 раза, а протяженность внутригородских маршрутов — почти в 4 раза. На большинстве внутригородских автобусных маршрутов мощность пассажиропотока в часы «пик» в 2—3 раза превышает среднесуточный уровень. В условиях таких резких колебаний пассажиропотока по времени значительно расширяется рациональная область применения автобусов средней вместимости, использование которых в этом случае позволяет с меньшими дополнительными транспортными издержками обеспечивать приемлемые для пассажиров интервалы движения в течение всего времени работы маршрута, чем при использовании автобусов большой вместимости.

Все эти обстоятельства должны учитываться при определении путей развития общего выпуска автобусов и их отдельных типоразмеров, в том числе для обслуживания населения сельской местности.

Усилия конструкторов прежде всего должны быть направлены на повышение комфорта, предоставляемого пассажирам, на снижение утомляемости водителя, повышение безопасности, а также на уменьшение трудовых и материальных затрат в сферах производства и эксплуатации.

Тенденции планировки городских автобусов с широкими дверьми и проходами, низким уровнем подножек (при постоянстве их уровня за счет пневматической подвески) и большими накопительными площадками полностью отвечают пульсирующему пассажиропотоку в городах, связанному с часами «пик».

Автоматические гидромеханические коробки передач, гидросилители рулей, широкая зона обзора, сиденья водителя, созданные на основе эргономики — призваны намного облегчить труд водителя и тем самым снизить возможность возникновения дорожно-транспортных происшествий.

Соответствие тормозных путей существующим нормативам, отдельный привод тормозов, а также ряд мероприятий по пассивной безопасности, крепление сидений пассажиров и водителя с учетом перегрузок, травмобезопасная арматура, аварийные выходы, аварийное открывание пассажирских дверей и освещение порогов в их зоне во время посадки, — повышают безопасность выпускаемых и перспективных автобусов.

Конструкция кузовов автобусов с ритмично повторяющимися элементами окон и дверей дает возможность применить типовые — унифицированные «модули», т. е. одинаковые оконные и дверные проемы, из которых можно выполнять кузова автобусов ряда типоразмеров: исключение будут представлять оконные и дверные стойки, сечение которых изме-

няется в зависимости от типоразмера. К типовым модулям относятся также передние и задние борты.

Подобная схема унификации кузовов позволяет унифицировать как конструкцию, так и технологию изготовления автобусов, снизить трудоемкость изготовления и сократить номенклатуру исходных материалов и комплектующих изделий, а также уменьшить номенклатуру запасных частей, необходимых при эксплуатации.

Необходимо тщательно изучить возможности сокращения количества и номенклатуры агрегатов привода и ходовой части автобусов за счет применения трехосных (с двумя управляемыми осями) схем автобусов.

Для повышения технико-эксплуатационных качеств автобусов и прежде всего для снижения расхода топлива необходимо провести подготовку к расширяющейся уже в ближайшей перспективе возможности поставок дизелей автобусным заводам. Совершенствование конструкций перспективных моделей легковых автомобилей зависит от успеха разрешения противоречия между необходимостью повышения их динамических качеств и обеспечением безопасности, вызывающим неизбежное увеличение сухого веса. Перспективным типажом предусмотрены относительно малые разбеги максимальных скоростей и ускорений наиболее массовых моделей автомобилей группы II особо малого класса («Запорожец») и обеих групп малого класса («Жигули» и «Москвич»). Разница в максимальной скорости этих автомобилей не должна превышать 20 км/ч (соответственно 140, 150 и 160), а разница во времени разгона с места до скорости 100 км/ч — не более 2 с. Для удовлетворения потребностей города в малогабаритных, дешевых и простых автомобилях будет возобновлен выпуск автомобилей особо малого класса группы I (сухой вес порядка 600 кг). В среднем классе введен типоразмер компактного пятиместного городского автомобиля сухим весом до 1250 кг. Актуален также ввод в структуру перспективного типажа полноприводной модели на базе автомобиля группы II малого класса. Такой автомобиль типа 4x4, являясь более легким и дешевым, чем автомобиль типа УАЗ-469, позволит удовлетворить нужды широкого круга потребителей в сельской местности. Повышенные динамические показатели ряда новых моделей при стремлении не ухудшить их весовые данные потребуют применения для них и нового типа привода, который обеспечит и высокую безопасность для автомобилей коротких и легких. Таким типом привода признан привод с передними ведущими колесами, что обеспечивает автомобилю хорошую устойчивость при прохождении поворотов, импульсном воздействии бокового ветра и при движении на скользких дорогах. Особую задачу представляет обработка элементов переднего привода, без чего его внедрение невозможно.

Дисковые тормоза на передних колесах должны стать обязательной принадлежностью всех, без исключения, отечественных легковых автомобилей. Они обеспечивают безаварийное торможение с максимальных скоростей движения. Следующий шаг в области совершенствования тормозных систем — это создание устройств, реагирующих на коэффициент сцепления шины с дорогой.

Остро стоит вопрос обработки энергоемкости конструкций кузовов, демпфирующих удары при фронтальных и боковых столкновениях и при наездах сзади, в том числе за счет энергоемких буферов. Подголовники нужны не только для отдыха во время движения, но и как средство защиты шейных позвонков при ударах сзади и т. п.

Актуальную задачу представляет также для всех без исключения типоразмеров автомобилей совершенствование их комфортабельности и внутреннего интерьера.

Повышение безопасности дорожного движения в настоящее время представляет задачу большой государственной важности. Несмотря на то, что главным резервом снижения аварийности продолжает оставаться улучшение организации движения, технического состояния транспортных средств, повышение профессионального уровня и дисциплины водителей, значительное увеличение автомобильного парка страны ставит перед автомобилестроителями задачу повышения безопасности конструкции автомобилей и автобусов путем разработки и внедрения конструктивных мероприятий, направленных как на снижение вероятности возникновения дорожно-транспортных происшествий и аварий, так и тяжести их последствий.

Из существующих систем международных и национальных предписаний по безопасности конструкции автотранспортных средств самой комплексной и обширной становится в настоящее время система Правил ООН. Введение соответствующих правил в отечественной автомобильной промышленности осу-

ществляется разработкой и утверждением государственных и отраслевых стандартов и реализацией комплекса мероприятий по их внедрению в производство.

Своевременное введение стандартов в значительной мере связано с созданием отвечающих современному уровню измерительных приборов, аппаратуры и стенов для контроля соответствия транспортных средств требованиям безопасности, современных материалов и комплектующих изделий, поставляемых автомобильной промышленности министерствами смежных производств. Свойства этих материалов в значительной мере определяют безопасность конструкции транспортных средств.

При осуществлении намеченных планов повышения технического уровня автомобилей большое внимание должно быть уделено комплексу мероприятий по уменьшению их шума и вибраций. Следует развивать работы по изысканию способов уменьшения структурного шума, возникающего из-за вибраций кабин и кузовов, двигателей и других агрегатов автомобиля, по созданию новых более эффективных глушителей шума, по совершенствованию подвески силового агрегата.

Должны быть повышены требования к сбалансированности карданных валов, колес, шин, двигателей в сборе. В качестве примера особое внимание следует уделить распространению опыта Московского автозавода им. И. А. Лихачева, разработавшего совместно с НАМИ и внедрившего в производство систему виброконтроля двигателей и коробок передач.

Необходимо существенно улучшать качество поставляемых автомобильным заводам вибро- и звукопоглощающих кузовных материалов.

В области автомобильного двигателестроения в текущем пятилетии будет происходить не только оптимизация номенклатуры базовых моделей поршневых двигателей, но и в соответствии с директивами XXIV съезда КПСС резко увеличится их производство при одновременном повышении срока службы до капитального ремонта в 1,3—1,5 раза.

Несмотря на то, что число базовых моделей автомобилей перспективного типажа увеличивается для легковых на 4, для автобусов на 5, а грузовых общетранспортного назначения на 4, количество базовых моделей карбюраторных двигателей сокращается с 11 до 7.

Номинальные значения применяемых диаметров цилиндров этих базовых моделей двигателей составят основной (без учета модификаций для экспорта) параметрический ряд: 76, 85 (82 существующий), 92, 100 и 108 мм. Аналогичный ряд диаметров всей гаммы массовых дизелей составят значения: 92, 105, 120, 130 и 135 мм.

В настоящее время дизели устанавливаются на грузовые автомобили группы А (см. табл. 1) и предусмотрены для автомобилей КамАЗ. Поэтапно дизели будут устанавливаться в экономически рациональных количествах и на модели типа ЗИЛ, ГАЗ, а также на автобусы. Кроме того, в типаж дизелей входит модель рабочим объемом 2,45 л, предназначенная для некоторых легковых автомобилей среднего класса, грузовых автомобилей грузоподъемностью 1,5 тс и автобусов особо малого класса. Дизелизация соответствующего парка автомобилей благодаря уменьшению расходов топлива на 30—40% и другим преимуществам дизелей дает большой народнохозяйственный эффект.

В Советском Союзе вводятся нормы и правила оценки токсичности автомобилей, соответствующие рекомендованным ЕЭК ООН. Максимально допустимое содержание окиси углерода в отработавших газах на холостом ходу, равное 4,5% по объему, регламентировано ГОСТом 16533—70.

Указанные нормы рассматриваются у нас как первая ступень в нормировании токсичности. Ведутся работы по подготовке норм на предельно допустимое содержание окислов азота, прорабатывается вопрос об ограничении выбросов альдегидов и канцерогенных веществ.

Токсичность отработавших газов в значительной степени зависит от технического состояния автомобиля и соблюдения установленных регулировок. Только правильно отрегулированные и исправные автомобили могут удовлетворять нормам европейского цикла. В связи с этим значительное внимание уделяется организации контроля и доводки по токсичности автомобилей на автозаводах, а также своевременному техническому обслуживанию и регулировке систем питания и зажигания автомобилей, находящихся в эксплуатации.

Одним из важнейших способов борьбы с загрязнением атмосферы городов вредными веществами является усовершенствование существующих и разработка новых рабочих процессов для автомобильных двигателей. В настоящее время разрабатываются управляемые процессы, при которых топливо сгорает более полно и значительно снижается токсичность

отработавших газов. Одним из таких направлений является разработка двигателей с форкамерно-факельным зажиганием и принудительным впрыском топлива с электронным управлением.

В связи с проблемой токсичности все большее значение приобретает газобаллонные автомобили. Широкие пределы воспламеняемости рабочего заряда, высокая степень равномерности его распределения по цилиндрам обеспечивают значительно меньшее содержание окиси углерода, окислов азота, канцерогенных и других вредных веществ в отработавших газах.

Высокие октановые числа горючих газов, кроме того, исключают необходимость применения антидетонаторов, вследствие чего атмосфера не засоряется свинцовыми соединениями. Для большинства моделей автомобилей, выпускаемых отечественными автозаводами, разработаны установки и аппаратура для перевода их на сжиженные газы, а в перспективный типаж включены газовые модификации карбюраторных двигателей литражом от 2,45 л и выше.

Ведутся работы по двигателям с непосредственным впрыском топлива. Токсичность отработавших газов у двигателей этого типа в несколько раз меньше, чем у карбюраторных.

Большое внимание уделяется разработке дополнительных устройств, устанавливаемых на двигателе для уменьшения выделения токсичных веществ.

Примером устройства, обеспечивающего эффективное решение задачи снижения токсичности отработавших газов, является регулятор разрежения и связанный с ним экономайзер холостого хода, разработанные в НАМИ.

В связи с рассматриваемой проблемой значительно возрастает перспективность применения роторно-поршневых двигателей ввиду выявившейся возможности относительно простого и надежного дожигаания содержащихся в отработавших газах токсичных компонентов.

В связи с дизелизацией автомобильного транспорта и организацией в СССР производства новых быстроходных дизелей, большое внимание уделяется вопросам снижения загрязнения атмосферы двигателями этого типа. Дизели загрязняют атмосферу главным образом сажей. В рамках ЕЭК ООН разработаны и утверждены нормы дымности отработавших газов дизелей. Готовится введение соответствующего стандарта и в отечественной автомобильной промышленности.

В НАМИ и в ряде других организаций развернуты работы по выявлению возможностей снижения дымности отработавших газов за счет усовершенствования рабочего процесса, создания антидымных присадок.

Токсичность отработавших газов в значительной степени зависит от применяемого топлива. В связи с этим, ведутся работы по подбору соответствующих сортов топлива, по созданию присадок к топливам, уменьшающих образование токсичных веществ и сажи.

Важное место в осуществляемом и предстоящем развитии конструкций отечественных автомобилей занимают работы по снижению трудоемкости их технического обслуживания и повышению нормативных пробегов до капитального ремонта. Если экономически рациональным уровнем этого показателя на 1975 г. для автомобилей особо малой и малой грузоподъемности являются 120—140 тыс. км, то для автомобилей средней грузоподъемности он должен быть увеличен до 200—250 тыс. км, а большой — до 250—300 тыс. км.

Внедрение новых моделей легковых автомобилей также приведет к доведению их пробегов до экономически оптимальных значений.

Производительность грузовых автотранспортных средств в текущем пятилетии по сравнению с уровнем 1965—1970 гг. возрастет не менее чем на 60%, а к концу десятилетия еще более возрастет. При этом на междугородных перевозках производительность автопоездов в течение указанного периода повысится в 2—3 раза.

Будет существенно снижена себестоимость автомобильных грузоперевозок. Достаточно указать, что себестоимость перевозок грузов автопоездами КамАЗ будет вдвое, а автопоездами группы А в 4—5 раз ниже средней по парку общего пользования себестоимости перевозок в настоящее время.

Повышение роли автомобильного транспорта в ускорении темпов технического прогресса промышленного и сельскохозяйственного производства и улучшения жизненного уровня трудящихся, благодаря принимаемым мерам конструктивного и технологического совершенствования автомобильной продукции, а также всемерного увеличения соответствующих технико-экономических показателей, обеспечивает характерные для современного автомобилестроения быструю окупаемость всех затрат на его развитие и значительный народнохозяйственный эффект.



УДК 621.43—233:621.7

Результаты исследования процессов перемещения в литейных цехах

М. Г. БОЧКОВ
УНИПТИМАШ

НА ТРАНСПОРТНЫЕ операции в литейных цехах приходится значительная доля трудозатрат при производстве отливок.

УНИПТИМАШем (Ульяновским научно-исследовательским и проектно-технологическим институтом машиностроения) проведено изучение состояния процессов перемещения серого чугуна в литейных цехах некоторых предприятий отрасли. Исследования проводились по следующей методике. Цеховой оборот груза (материала, оснастка, отливки) был разделен на три основных грузопотока: входящий, внутренний и выходящий. Величина входящего грузопотока определялась как сумма произведенных количества материалов, необходимых для изготовления 1 т годных отливок (норм расхода, на выпуск годных отливок т/год). Величина внутреннего грузопотока складывается из суммы произведенных всех входящих материалов

поступающих для основного производства, на количество перевалок по всему технологическому процессу до выпуска готовой продукции. Выходящий грузопоток определялся как сумма величины выпуска готовой продукции и отходов или как величина входящего грузопотока за вычетом угара и других потерь. Учитывая специфический характер транспорта и грузопотоков в литейных цехах, а также транспортные свойства перемещаемых грузов, все транспортные и погрузочно-разгрузочные операции рассматривали по отделениям цеха. Во всех отделениях цехов транспортные и другие операции стыкуются, обеспечивая непрерывность технологического процесса изготовления отливок. Например, транспортные и другие операции по плавлению участка заканчиваются заливкой форм на конвейере, плацу, стыкуясь с участком изготовления форм на участке изготовления форм и стержней — вы-

Таблица 1

№ цеха	Вес отливки в кг	Номенклатура изготавливаемых отливок	Вид производства
1	0,1—24	350	Массовое, крупносерийное
2	0,1—200	170	То же
3	0,5—250	300	Серийное, крупносерийное
4	0,1—20	25	Крупносерийное
5	0,2—1000	300—500	Единичное, мелкосерийное

бывкой залитых форм, стыкуясь с обрубно-очистным участком и т. д. Транспортные и погрузочно-разгрузочные работы отделения разделяются на более мелкие производственные грузопотоки с относительно законченным циклом, и каждый грузопоток имеет свой шифр. Например, согласно принципиальной схеме разделения грузопотоков шифр ПП-1 означает, что 1 — грузопоток входящий, П — плавильное отделение, 1 — поток — чугун литейный. Начало этого грузопотока — разгрузка на складе, конец грузопотока — загрузка в вагранку. Таким образом, зашифрованы и все другие грузопотоки.

В грузопотоке определяется его абсолютная величина и величина с учетом перевалок. Для упрощения методики литейные цехи были разделены на три категории:

- 1) большой мощности, с высокой степенью механизации транспорта (производство массовое, крупносерийное);
- 2) средней мощности, со средней степенью механизации транспорта (производство массовое, крупносерийное);
- 3) малой мощности, с малой степенью механизации транспорта (производство крупносерийное, мелкосерийное, индивидуальное).

Цехи для обследования выбирались с учетом всех признаков: мощности, веса отливок, сложности и ответственности литья, вида производства и степени механизации технологических и транспортных операций. Собранные и обработанные данные по литейным цехам позволили выбрать цехи, в которых и велось изучение грузопотоков с составлением транспортно-технологических карт и определением технико-экономических показателей. Последние дают возможность сравнить существующее состояние операций перемещения и выбрать наиболее правильные проектные решения. Для оценки состояния операций перемещения принят ряд показателей стоимости, наличие которых дает возможность объективно сравнить различные варианты схем и выбрать оптимальные, отразить все расходы, связанные с операциями перемещения. К этим показателям относятся: приведенные затраты (абсолютные и удельные), капитальные затраты (абсолютные и удельные), трудоемкость операций перемещения (абсолютная и удельная).

В качестве единицы измерения в литейных цехах принята 1 т. Краткая характеристика пяти литейных цехов приведена в табл. 1.

После обследования по каждому литейному цеху были составлены: транспортно-технологические карты, ведомость подъемно-транспортного и технологического оборудования по отделению цеха с распределением по отдельным грузопотокам, характеристика операций перемещения грузопотоков, принципиальные схемы грузопотоков.

Операции перемещения изучались по каждому отделению, где начало и конец грузопотоков строго определены. Максимально уточнялись групповые грузопотоки, что позволило выявить разницу в трудоемкости идентичных грузопотоков, наличие соответствующих транспортных средств и технологического оборудования. При разработке типовых транспортно-технологических схем можно совершенствовать транспортные операции не только по отделению в целом, но и по отдельным наиболее трудоемким грузопотокам.

Прежде всего заслуживает внимания количество перевалок грузов, осуществляемых вручную даже в относительно высоко механизированных литейных цехах № 1—3 (табл. 2).

Из данных табл. 2 видно, что отстающими отделениями по механизации операций перемещения являются стержневые и обрубные. Это подтверждается и распределением затрат на операциях перемещения в процентах по отделениям литейных цехов (табл. 3):

В табл. 4 приводятся сравнения трудоемкости основных грузопотоков (число в числителе) по отношению к трудоемкости всего отделения (число в знаменателе), а также трудоемкость ручных операций перемещения в абсолютных величинах.

Таким образом, основными грузопотоками по отделениям литейных цехов являются: по плавильному — грузопоток

шихтовых материалов, удельный вес которого составляет более 50% по величине грузопотока и более 70% по трудоемкости; по формовочному — грузопоток форм, за исключением цехов № 4 и 5, где все грузопотоки имеют высокую трудоемкость операций перемещения; по стержневому — грузопоток стержней, составляющий 55—95% всех трудозатрат по отделению; по смесеприготовительному — грузопоток горелой земли и просыпи; по обрубно-очистному — грузопоток отливок.

В целом транспортные и погрузочно-разгрузочные операции обследуемых пяти литейных цехов характеризуются следующими показателями:

- 1) абсолютная величина грузопотока на 1 т годного литья колеблется от 50 до 90 т;

Таблица 2

№ цеха	Количество перевалок по цеху	Количество перевалок по отделению				
		плавильному	формовочному	стержневому	смесеприготовительному	обрубному
1	150	40	7	32	48	23
	104	28	5	19	46	6
2	163	30	11	40	53	29
	132	22	11	25	52	22
3	182	40	6	38	56	42
	138	28	4	25	51	30
4	142	39	7	34	36	26
	49	17	1	8	18	5
5	128	32	7	45	27	17
	45	12	3	14	9	7

Примечание. В числителе указано общее количество перевалок, в знаменателе — механизированных.

- 2) общая величина грузопотока (сумма входящего, внутреннего и выходящего) с учетом перевалок на 1 т годного литья колеблется в пределах от 160 до 350 т, из них перемещается механизированным способом от 40 до 230 т, вручную от 5 до 120 т;

- 3) трудозатраты на операциях перемещения на 1 т годного литья находятся в пределах от 7 до 36 человеко-часов.

На основании изучения и анализа процессов перемещения в литейных цехах отрасли выявлены транспортно-технологические и складские процессы, требующие внедрения и разработки нового или совершенствования существующего оборудования.

Все перечисленные выше выводы легли в основу разработки типовых транспортно-технологических схем. В этой работе институтом использовался передовой опыт отечественных заводов и ряда зарубежных фирм, разработки транспортных средств и поточно-механизированных и автоматизированных линий ведущих научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций страны.

Особое внимание было уделено механизации транспортно-складских операций в стержневых и обрубно-очистных отделениях, где особенно велики затраты ручного труда. При этом учитывались новые технологические процессы, резко сокращающие количество операций перемещения. Все эти соображения, заложенные на основании проведенного анализа цехов в типовые транспортно-технологические схемы, могут служить основой для проведения широких мероприятий по механизации и автоматизации грузопотоков литейных цехов.

Таблица 3

№ цеха	Отделение					Всего в %
	плавильное	формовочное	стержневое	смесеприготовительное	обрубное	
1	14,2	22,7	22,6	13,0	27,5	100
2	24,5	9,4	30,5	11,5	24,1	100
3	14,0	12,5	37,5	11,8	24,2	100
4	18,9	14,9	12,9	29,4	23,9	100
5	21,1	11,5	39,0	10,4	18,0	100

№ цеха	Величина грузопотока		Трудоёмкость операции перемещения в человеко-часах			Удельный вес операций перемещения ос-новных грузопотоков в операциях переме-щения по всему от-делению в %	Удельный вес ручных операций переме-щения в общих трудо-затратах в %	№ цеха	Величина грузопотока		Трудоёмкость операции перемещения в человеко-часах			Удельный вес опера-ций перемещения ос-новных грузопотоков в операциях переме-щения по всему от-делению в %	Удельный вес ручных операций переме-щения в общих трудо-затратах в %
	в т/год	в % от обще-го грузопотока по Отде-лению	всего	в том числе					в т/год	в % от обще-го грузопотока по Отде-лению	всего	в том числе			
			механи-зирован-ная	ручная						механи-зирован-ная	ручная				
Плавильное отделение (шихтовые материалы)															
1	112824	54,0	59481	42767	16714	79	33,3	3	6500	24	280860	—	280860	95,0	
	209924	100	75857	50613	25244	100			285000	100	295559	14049	281510	100	95,2
2	67535	53,0	43994	23570	20414	79	44,0	4	62500	25	63960	855	63105	73,0	
	126810	100	55835	31242	24594	100			25250	100	87709	4091	83618	100	95,3
3	139320	53,5	83702	40407	43295	76	49,9	5	800	19,4	3410	—	3410	55	
	261570	100	110574	55382	55192	100			3100	100	6270	251	6019	100	96,0
4	13818	53,5	43078	3759	39319	91	91,7	Смесеприготовительное отделение (горелая земля)							
	25818	100	47498	3949	43549	100		1	1093000	42,5	50400	3340	50400	72,0	95,1
5	3420	53,0	6527	1235	5292	71	84,6	2	2572250	100	69800	3400	66400	100	
	6445	100	9245	1425	7820	100		2	430500	44	18150	967	18150	69,0	69,0
Формовочное отделение (формы до выбивки)															
1	1764150	73	114000	108000	6000	94	10,9	3	976075	100	26317	8167	18150	100,0	
	2425650	100	121200	108000	13200	100			3	669000	43	70165	700	70165	75,5
2	663780	72	13880	12080	1800	65	8,4	4	1559260	100	92724	4489	88235	100	
	917010	100	21480	19680	1800	100			4	34935	42	7400	662	7400	32,0
3	1304700	70	91600	86400	5200	93	12,6	5	82210	100	22991	1012	21979	100	
	1851770	100	98800	86400	12400	100			5	16682	48	7103	1867	5700	40,0
4	89605	48	3810	—	3810	15	76,4	Обрубное отделение (отливки)							
	186680	100	25860	6068	19792	100		1	170000	86	138600	10800	127800	96,0	92,4
5	26474	46	2600	—	2600	36	82,6	2	138950	100	147000	11200	135800	100	
	57849	100	7241	1262	5979	100		2	79400	87	54224	18224	36000	99,0	66,0
Стержневое отделение (стержни)															
1	14400	25	111120	480	110640	92,0	95,9	3	91700	100	54525	18525	36000	100	
	58200	100	121113	4970	116143	100			3	148370	87	129600	38400	91200	69,0
2	26300	31	62200	6400	55800	90,0	80,5	4	170640	100	189160	58360	130800	100	
	86900	100	69290	13490	55800	100			4	24230	92	40204	897	39307	99
								5	26260	100	40804	897	39907	100	
									5	5550	100	11601	4257	7344	100
									5550	100	11601	4257	7344	100	

Автомобильная промышленность № 2, 1973 г.

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

продолжается подписка

на ежемесячный

научно-технический журнал

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

на 1973 год

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечать», в почтам-тах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распростра-нителей печати.

Журнал можно приобрести только по подписке.

Работы над перспективными автомобилями

А. М. КРИГЕР

Московский автозавод им. Лихачева

В РЕЗУЛЬТАТЕ большой работы по повышению ресурса автомобиля до 300 тыс. км (при моторесурсе двигателя 180 тыс. км), а также снижения объема и стоимости технического обслуживания, семейства двухосных автомобилей-тягачей ЗИЛ-130 типа 4×2 грузоподъемностью 5 тс (10 тс в составе поезда) было удостоено государственного Знака качества. Проведена большая работа по повышению эксплуатационных качеств семейства трехосных автомобилей высокой проходимости ЗИЛ-131 типа 6×6 грузоподъемностью 3,5 тс (вне дорог), а также легковых автомобилей высокого и высшего класса ЗИЛ-114 и ЗИЛ-117, которая позволяет надеяться на присвоение в ближайшее время и этим автомобилям Знака качества.

Сейчас перед автозаводом по линии дальнейшего развития двухосных автомобилей ЗИЛ-130 стоит ряд задач:

1) обеспечить их дальнейшее совершенствование, которое позволит повысить эксплуатационные качества, а также сохранить в 1974 г. Знак качества, присваеваемый на 3 года;

2) создать промежуточную модель, которая будет выпускаться до перехода на новую модель двухосного грузового автомобиля типа 4×2. Этот автомобиль должен содержать достаточное число элементов новизны, чтобы облегчить переход на новую модель без снижения достигнутого высокого темпа выпуска;

3) создать новую модель автомобиля-тягача типа 4×2, которая полностью заменит собой автомобиль ЗИЛ-130 и семейство модификаций, выпускающееся на его базе.

Рассмотрим, что будет представлять собой каждая из перечисленных моделей.

Так называемая модель 1974 г. должна будет обеспечить повышение моторесурса двигателя в 1,4 раза (со 180 до 250 тыс. км), дальнейшее повышение долговечности коробки передач, карданной передачи и заднего моста, снижение содержания токсических примесей в отработавших газах, уменьшение затрат на техническое обслуживание и содержать некоторые внешние отличия от выпускаемой модели ЗИЛ-130.

При работе над промежуточной моделью должно предусматриваться: более рациональное распределение выпуска автомобилей по модификациям (увеличение выпуска длиннобазных автомобилей и седельных тягачей за счет снижения выпуска автомобилей со средней базой), повышение топливной экономичности, дальнейшее увеличение ресурса двигателя, дальнейшее снижение токсичных примесей в отработавших газах, переход на новую конструкцию заднего моста (с одноступенчатой гипоидной передачей), на комбинированную (двух- и однопроводную) систему тормозов тягачей при раздельном торможении колес передней и задней осей, на втулки в агрегатах шасси, не требующих пополнения смазки в эксплуатации, на грузовую платформу с металлическим каркасом основания и с тентом. При этом будет продолжаться снижение затрат на техническое обслуживание автомобиля.

В новой модели двухосного грузового автомобиля-тягача, которая должна заменить модель ЗИЛ-130 со всеми ее модификациями, должно предусматриваться следующее: повышение производительности за счет увеличения грузоподъемности поезда (с 10 тс до 13 тс), обеспечиваемой поднятием на 3 тс полезной нагрузки прицепа, повышение топливной экономичности на 30—40% за счет применения нового силового агре-

гата с дизелем (на основной части выпуска), обеспечение ресурса, равного 300 тыс. км как для автомобиля, так и для силового агрегата, дальнейшее снижение стоимости технического обслуживания, уменьшение токсических примесей в отработавших газах и т. д. Конструкция новой модели предусматривает использование почти всех агрегатов промежуточной модели, за исключением силового агрегата (двигателя, сцепления и коробки передач), а также кабины, оперения и платформы.

Для промежуточной и частично новой модели грузового автомобиля предполагается применить либо модифицированный V-образный восьмицилиндровый двигатель ЗИЛ-130 с рабочим объемом 6 л, снабженный предкамерно-факельным зажиганием, в результате чего расход топлива снижается на 6—14% (в зависимости от условий эксплуатации), либо модифицированный двигатель ЗИЛ-130 с непосредственным впрыском и с электронным дозированием смеси, позволяющий снизить расход топлива примерно на 5%. Двигатель с непосредственным впрыском, хотя и дает меньшее снижение расходов топлива, чем предкамерно-факельный, обладает рядом дополнительных важных преимуществ: полную стабильность всех показателей, холодный пуск, снижение большинства токсических примесей в отработавших газах (на основных режимах), а также полную ликвидацию паровых пробок в системе питания.

Все эти преимущества получаются за счет точного дозирования топлива в каждом цилиндре двигателя на всех режимах работы, осуществляемого электронным блоком, управляемым различными датчиками. Применение электронного управления впрыском топлива значительно усложняет и делает более дорогой топливо-подающую аппаратуру. Блок управления содержит 200—250 отдельных компонентов (транзисторы, диоды, сопротивления, конденсаторы и т. п.) и должен выполняться с применением интегральных схем, резко снижающих его габариты.

Не намного проще выглядят современные экспериментальные устройства, предназначенные для борьбы с токсичными примесями в отработавших газах двигателей, состоящими из окиси углерода CO, несгоревших углеводородов СН, окислов азота NO и альдегидов. Для снижения содержания в отработавших газах большинства из этих примесей необходимы закрытая вентиляция картера с отводом картерных газов во впускную систему, совершенствование карбюраторов, предусматривающее подогрев смеси (для улучшения испарения бензина) при пуске и на частичных нагрузках, прекращающий свое действие с увеличением нагрузок, введение горячих реакторов, предназначенных для дожигания CO и СН в отработавших газах (с принудительной подачей в реакторы свежего воздуха), пригодных для работы на этилированном топливе, применение рециркуляции 15% отработавших газов с подачей во впускную систему двигателя для снижения содержания NO в отработавших газах и т. д.

Таким образом, наиболее целесообразным и перспективным (хотя и наиболее сложным и дорогим) выглядит непосредственный впрыск бензина, позволяющий не только удовлетворить требования о сокращении токсичных примесей в отработавших газах, но и несколько снизить расходы топлива, улучшив холодный пуск, что важно в условиях нашей страны.

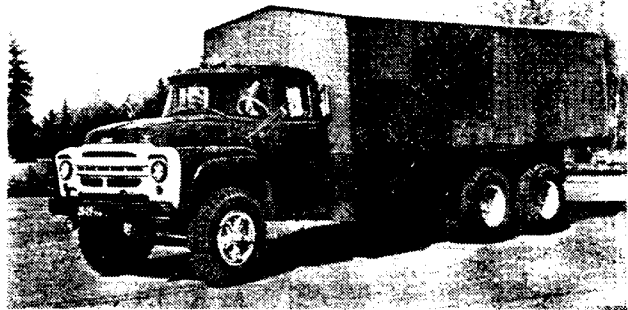


Рис. 1. Автомобиль ЗИЛ-133Г1 грузоподъемностью 8 тс



Рис. 3. Автопоезд с автомобилем-тягачом КамАЗ-53202 (длиннобазным) грузоподъемностью 16 тс

Дизель, который будет использоваться на новой модели грузовых автомобилей ЗИЛ, V-образный, восьмицилиндровый, с рабочим объемом 7,6 л, мощностью 160 л. с. при 2800 об/мин с максимальным крутящим моментом 46 кгм и непосредственным впрыском топлива. Приняты меры к обеспечению мягкой работы и высокого моторесурса двигателя.

Кроме двухосных коммерческих автомобилей-тягачей ЗИЛ-130 типа 4x2 и трехосных автомобилей высокой проходимости ЗИЛ-131 типа 6x6, уже в текущем пятилетии завод начнет выпуск длиннобазных трехосных автомобилей ЗИЛ-133Г1 (рис. 1) типа 6x4. Грузоподъемность этих автомобилей 8 тс. Они будут снабжены силовым агрегатом грузового автомобиля ЗИЛ-130 и рассчитаны на работу без прицепа. После начала производства новых силовых агрегатов ЗИЛ с дизелями, о которых уже сообщалось, последние также смогут устанавливаться на автомобили ЗИЛ-133Г1.

Силовая передача (карданы и мосты задней тележки) указанных автомобилей позволяет использовать их и в качестве тягачей (вес поезда 26,5 т, грузоподъемность 16 тс). Поэтому при наличии возможности получения силовых агрегатов с дизелями нужной мощности (210—220 л. с.) может быть организован выпуск этих тягачей в таких модификациях: с увеличенной бортовой платформой для работы с прицепом и в виде седельного тягача для работы с полуприцепом (рис. 2).

В 1968 г. Министерством автомобильной промышленности перед Московским автозаводом им. Лихачева была поставлена задача по созданию (разработке, постройке образцов, испытаниям и доводке) гаммы автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов для строящегося Камского автомобильного комплекса.

Речь шла о создании трех семейств трехосных автомобилей (рис. 3, 4, 5), включающих 12 модификаций в большинстве своем с колесной формулой 6x4, предназначенных для работы на всех автомобильных дорогах СССР. Автомобили 11 модификаций относятся к группе Б (ГОСТ 9314—59) с предельной осевой нагрузкой до 6 тс и нагрузкой на заднюю (спаренную) тележку до 11 тс. Двенадцатая модификация также типа 6x4 относится к группе с предельной осевой нагрузкой 8 тс и нагрузкой на тележку 14 тс. Подавляющее число модификаций — тягачи, предназначенные для работы в составе поездов полным весом до 26,5 т, грузоподъемностью до 16 тс.



Рис. 2. Автопоезд с седельным тягачом ЗИЛ-133В и с полуприцепом грузоподъемностью 14—15 тс

Упомянутая двенадцатая модификация — седельный тягач для работы в составе поезда полным весом 32 т, грузоподъемностью 20 тс.

Широкая гамма модификаций, отличающихся друг от друга колесной базой, мощностью двигателей, числом ступеней в коробках передач, передаточными отношениями ведущих мостов, наличием спального места в кабине, позволит обеспечить наиболее полное удовлетворение нужд народного хозяйства. Среди модификаций представлены и автомобили-тягачи грузоподъемностью 8 тс с разными колесными базами с бортовыми платформами, рассчитанные для работы с прицепами грузоподъемностью 8 тс, и седельные тягачи различного назначения, служащие для буксирования полуприцепов грузоподъемностью 14—15 тс, и тягачи-самосвалы с боковой разгрузкой для сельского хозяйства, и строительные самосвалы с задней разгрузкой. Удельная мощность одиночных автомобилей типа 6x4 равна 11—12 л. с./т, удельная мощность поездов равна 8 л. с./т.

Автомобили КамАЗ имеют общую компоновку, при которой кабина находится перед двигателем. Двигатель и радиатор при этом размещены под сиденьями водителя и пассажиров. Для доступа к двигателю и передней части шасси автомобильная кабина сделана откидной. Расположение кабины в передней части дает автомобилю следующие преимущества перед автомобилем с задним расположением кабины:

- 1) значительно лучше обзорность дороги и, следовательно, выше безопасность движения;
- 2) целесообразней использована площадь, занимаемая автомобилем на дороге, так как при одинаковой общей площади площадь грузовой платформы значительно больше;
- 3) лучше маневренность за счет более короткой колесной базы (при той же площади платформы, т. е. при возможности размещения того же груза);
- 4) удобнее, проще и дешевле обслуживание и ремонт двигателя и передней части шасси автомобиля.

В качестве двигателей автомобилей КамАЗ использованы новые четырехтактные дизели с непосредственным впрыском, специально разработанные Ярославским моторным заводом. На автомобили-тягачи устанавливаются V-образные восьмицилиндровые дизели с рабочим объемом 10,85 л, мощностью 210 л. с. при 2600 об/мин, крутящим моментом 65 кгс·м. Диаметр цилиндра и ход поршня дизелей одинаковы — 120 мм. На одиночные автомобили устанавливаются те же дизели, но дефорсированные до 180 л. с. На седельный тягач для большого (20 т) полуприцепа устанавливается V-образный 10-цилиндровый дизель с рабочим объемом 13,54 л, мощностью 260 л. с. при 2600 об/мин, крутящим моментом 80 кгс·м. Этот дизель по всем деталям поршневой группы и большинству деталей газораспределения унифицирован с базовым восьмицилиндровым V-образным дизелем мощностью 210 л. с.

На автомобилях КамАЗ установлены двухдисковые сцепления диаметром 350 мм. В гидравлическом приводе сцепления имеется пневмоусилитель, снижающий усилие на педали.

Коробки передач автомобилей пятиступенчатые, синхронизированные на второй, третьей, четвертой и пятой передачах. Шестерни коробок на всех передачах находятся в постоянном зацеплении. Автомобили-тягачи снабжены так называемым делителем, установленным перед коробкой передач и позволяющим удвоить число ее передач за счет введения промежуточных передач. Управление коробкой передач — механическое, управление делителем — пневматическое. Расстояние между вторичным и промежуточными валами коробки 160 мм.



Рис. 4. Автопоезд с седельным тягачом КамАЗ-5410 и с полуприцепом грузоподъемностью 14—15 тс

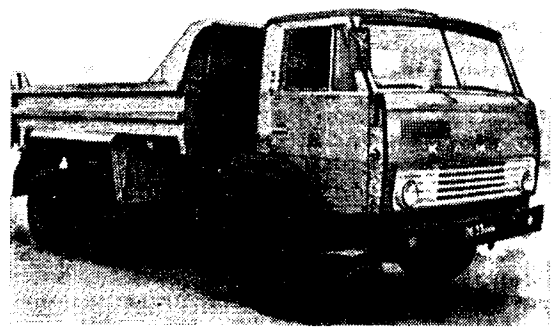


Рис. 5. Автомобиль-самосвал КамАЗ-5510 с кузовом, опрокидывающимся назад, грузоподъемностью 7 тс

Карданная передача состоит из двух трубчатых валов, снабженных игольчатыми карданами. Карданы между коробкой передач и средним мостом тележки по своей размерности больше карданов между средним и задним мостами. Большое внимание обращено на повышение долговечности карданов.

Мосты задней тележки — с двойной передачей в центральном редукторе. Эта передача состоит из спиральной конической и косозубой цилиндрической пар шестерен. Между мостами установлен межосевой дифференциал, равномерно распределяющий крутящий момент между мостами. Межосевой дифференциал при преодолении автомобилем препятствий может быть заблокирован. Управление блокировкой — пневматическое.

Рама — штампованная, клепаная шириной 865 мм с расширением в зоне установки силового агрегата. Сечение лонжеронов — швеллерное с размерами $262 \times 80 \times 8$ мм. Механические качества лонжеронной стали: временное сопротивление 48 кг/см^2 , предел текучести $34\text{—}46 \text{ кг/см}^2$ и удлинение 17%.

Буксирное приспособление в задней части рамы с двусторонней амортизацией (по ГОСТу 2349—54).

Передние рессоры подвески — полуэллиптические длиной 1500 мм со скользящими задними концами. Ширина листов 75 мм. Рессоры работают совместно с телескопическими амортизаторами двойного действия. Диаметр рабочего цилиндра амортизаторов 40 мм. Задние рессоры — полуэллиптические длиной 1320 мм со скользящими передними и задними концами. Ширина листов 90 мм. Сечение листов рессор Т-образное, обеспечивающее максимальное снижение веса. Рессоры будут изготавливаться из хромомарганцевокремнистой стали 60ХГС.

Передняя ось — двутаврового сечения с задней рулевой трапецией. Размеры сечения балки $105 \times 70 \times 14$ мм. Диаметры цапф поворотных кулаков 50 и 65 мм.

На автомобилях установлено рулевое управление со встроенным гидроусилителем. Рулевой механизм состоит из винта и гайки с циркулирующими шариками, а также из рейки и зубчатого сектора на валу сошки. Диаметр вала сошки 42 мм. Привод от вала к винту рулевого механизма включает в себя кардан и пару спиральных конических шестерен. Рабочее давление в системе гидроусилителя рулевого механизма, создаваемое лопастным насосом, $65\text{—}70 \text{ кг/см}^2$. Насос приводится в действие от двигателя парой шестерен.

Колеса снабжены литыми спицевыми ступицами и ободьями 7,0—20. Запасное колесо прикрепляется под платформой, а на седельных тягачах и самосвалах — за кабиной. Шины — с радиальным расположением нитей корда, повышенной долговечности, размер шин 260—508Р (9.00—20Р).

Колесные тормоза барабанные с двумя внутренними колодками и разжимными S-образными кулаками. Диаметр всех тормозных барабанов 400 мм, ширина всех колодок 120 мм. Система управления рабочим тормозом пневматическая, комбинированная (с двух- и однопроводным приводом тормозов прицепа), раздельная, осуществляющая торможение передних колес и торможение колес мостов задней тележки с одновременным торможением колес прицепа (или полуприцепа).

Выход из строя одного из этих контуров не нарушает работоспособность остальных.

Система управления запасным тормозом пневматическая с ручным управлением пружинными тормозными камерами мостов задней тележки автомобиля и тормозами прицепа (или полуприцепа).

Управление аварийным тормозом пневматическое, срабатывает автоматически при потере давления сжатого воздуха в

пневмосистеме автомобиля, действует на пружинные тормозные камеры мостов задней тележки автомобиля и на тормоза прицепа (или полуприцепа).

Для управления стояночным тормозом использована система запасного тормоза, управляемая вручную.

Помимо колесных тормозов, автомобили снабжены тормозами-замедлителями, использующими выпускную систему двигателя.

Электрооборудование и приборы на автомобилях установлены следующие. Напряжение в бортовой сети 24 В. Генератор переменного тока мощностью 800 Вт снабжен бесконтактным регулятором. На панели приборов устанавливаются сигнальные лампы, указывающие водителю на те или иные неполадки или на включение дополнительных устройств (неисправности в контурах тормозной системы, включение сигнальных фонарей на крыше кабины тягача, стояночного тормоза, блокировки межосевого дифференциала, указателей поворота тягача и прицепа и т. д.). Все световые приборы автомобилей отвечают современным международным нормам. Для их включения в сеть применены штеккерные соединители.

Кабина расположена в передней части автомобиля, закрытая, трехместная, цельнометаллическая. На части седельных тягачей применена кабина со спальным местом. Кабина наклоняется вручную. Для облегчения наклона кабины служат торсионы. Угол наклона кабины 45° . При демонтаже двигателя угол наклона кабины может быть увеличен (со снятием отдельных облицовочных деталей).

Задняя часть кабины поддрессорена и снабжена телескопическими амортизаторами, что разгружает ее от высокочастотных ускорений. Ветровое окно глухое, с плоскими стеклами, установленными под углом и с центральной стойкой. Дверные окна с опускающимися стеклами и с поворотными форточками.

Сиденье водителя и пассажиров раздельные. Кресло водителя поддрессорено и снабжено дополнительным амортизатором. Установка кресла может меняться по длине, высоте и наклону спинки. Применение поддрессоренного сиденья позволяет существенно увеличить скорость движения автомобиля по неровному дорогам без снижения эффективности работы водителя, связанной с утомляемостью. На тягачах сиденье правого пассажира оборудовано подголовником и убирающимися подлокотниками.

Кабина термошумоизолирована и имеет эффективную вентиляцию, отопитель, устройство для обдува теплым воздухом ветровых стекол, обмывание ветровых стекол, вешалки для одежды и другое дополнительное оборудование.

Платформа снабжена с трех сторон откидными металлическими бортами, металлическим основанием и поперечными брусками, деревянным секционным полом, а также тентом с металлическим каркасом и верхними откидными решетчатыми бортами.

Были проведены стендовые испытания ряда новых агрегатов автомобилей КамАЗ, при которых проверялась их общая работоспособность, прочность и долговечность, а также велась их доводка. Из-за значительной сжатости сроков стендовые испытания частично велись одновременно с дорожными испытаниями.

Во время дорожных испытаний были определены эксплуатационные нагрузки в деталях передней оси, рулевого механизма и привода, необходимые для их стендовых испытаний.

Во время стендовых испытаний были отработаны система охлаждения автомобиля, его предпусковой подогреватель,

проверено сопротивление впускного тракта и противодействие на выпуске двигателя. Проведены усталостные испытания поворотных рычагов, цапф и проушин поворотных кулаков, вала сошки и сошки рулевого механизма, полуосей, торсионов подвески кабины, рессор, шаровых пальцев рулевого привода и др. Исследован привод сцепления в связи с вводом в этот привод пневматического усилителя. Проведены испытания и доводка редукторов ведущих мостов по признаку достаточности смазки, подводимой к шестерням и подшипникам, был подобран оптимальный уровень смазки в картере, проверена статическая, изгибно-усталостная и контактная прочность редукторов, а также их жесткость.

Аналогичные испытания и доводочные работы в стендовых условиях были проведены по линии рессорной подвески и ее компонентов, тормозов и их пневмоаппаратуры, рамы и кабины (ее шумоизоляции, отопления и вентиляции, а также всей кузовной арматуры — замков дверей, стеклоподъемников и т. д.).

Для проведения заводских дорожных испытаний автомобилей были последовательно построены три опытных серии всех автомобилей-тягачей и одиночных автомобилей КамАЗ. Каждый из автомобилей указанных трех опытных серий, снабженный прицепом или полуприцепом, прошел прочностные и усталостные испытания 10—15 тыс. км на тяжелых испытательных дорогах с выбитым булыжным покрытием; испытания на грунтовых дорогах, на горных дорогах Крыма и Кавказа, в жаркопустынной местности с температурой воздуха свыше 43°C и в районе Красноводска, специальные испытания тормозов на соответствие международным нормам, а также длительную проверку на скоростных дорогах испытательного полигона и дорогах общего типа. Автомобили-самосвалы проходили, помимо приведенных испытаний, еще и эксплуатационные испытания в карьерах, на вскрышных работах.

Все автомобили после проведения необходимых доводочных работ указанные испытания выдержали. Часть автомобилей, снабженных прицепами и полуприцепами, после цикла указанных обязательных испытаний протяженностью для каждого из автомобилей 50—60 тыс. км была передана на одну из транспортных баз системы Главмосавтотранса и с водителями базы работает на дальних (протяженностью более 2 тыс. км) междугородных и межреспубликанских рейсах. Пробеги каждого из автомобилей, проходящих эти эксплуатационные испытания, превысили 70 тыс. км.

Суммарный пробег испытываемых автомобилей в настоящее время порядка 1,5 млн. км.

Четвертая опытная серия автомобилей КамАЗ, построенная в 1972 г., в настоящее время проходит официальные испытания как на дорогах страны, так и на испытательном полигоне НАМИ.

Кроме указанных дорожных испытаний, имеющих целью проверку и доводку общей работоспособности автомобилей КамАЗ, в каждой опытной серии автомобилей, проходящих постепенное совершенствование, были проведены испытания, при которых проверялись правильность выбора показателей их характеристики и их эксплуатационные данные. При этом были проверены правильность подбора передаточных отношений ведущих мостов, тягово-динамические качества, топливная экономичность, правильность выбора углов установки передних колес, была сделана оценка управляемости при движении с высокими скоростями на траекториях переменной кривизны, статической и динамической поворачиваемости автомобиля.

Были исследованы режимы работы сцепления с записью осциллограмм. Проведена большая работа по установлению факторов, влияющих на топливную экономичность автомобилей-тягачей. При этом было определено, за счет каких конкретных обстоятельств возможно ее улучшить.

В создании автомобилей и автопоездов КамАЗ, кроме Московского автозавода им. Лихачева, возглавляющего эту работу, Ярославского моторного завода, ответственного за создание силовых агрегатов, участвуют еще Минский автозавод, создающий кузова и опрокидывающие механизмы самосвалов; Головное конструкторское бюро по тракторным и автомобильным прицепам (г. Балашов); Одесский автосборочный завод, занятый разработкой полуприцепов, а также институт и заводы системы Главэлектроприбор, ответственные за создание нового электрооборудования и приборов. В работе по созданию предпускового подогревателя двигателей, а также по испытаниям дизелей, автомобилей и автопоездов КамАЗ принимал участие головной институт — НАМИ и его испытательный полигон. Заводские испытания автомобилей и автопоездов велись рабочей группой, в которой, помимо заводов, были представлены все заинтересованные организации: НИИАТ, КамАЗ, НАМИ, Автополигон НАМИ, НИИАвтоприбор, НИИШП и др.

УДК 629.113.056.8

Прибор для автоматического замера расхода дизельного топлива

Канд. техн. наук Л. Х. АРУСТАМОВ, В. И. ЗАЛЫГИН

Московский автомеханический институт

Для ИЗМЕРЕНИЯ расхода дизельного топлива при стендовых испытаниях двигателей в лаборатории «Автомобильные и тракторные двигатели» Московского автомеханического института разработан прибор для автоматического замера расхода топлива (ПЗРТ), оборотов коленчатого вала двигателя и ротора объемного расходомера воздуха.

Блок указанных приборов, объединяемый общей электрической схемой, в значительной степени повышает точность определения часовых расходов топлива и воздуха, числа оборотов вала и всех связанных с ними параметров двигателя.

Прибор состоит из весового устройства I (рис. 1), регистрирующих приборов II, панели управления III, блока реле IV. Он обеспечивает три режима работы, которые устанавливаются переключателем «Режим работы».

Прибор позволяет автоматически измерять следующие параметры:

1) первый режим — время, в течение которого расходуется измеряемая доза топлива, а также суммарные числа оборотов коленчатого вала двигателя и ротора объемного расходомера воздуха за то же время;

2) второй режим — суммарные числа оборотов коленчатого вала двигателя и ротора расходомера воздуха за любое произвольно выбранное время (удобнее всего за 1 мин).

Третий режим — контроль технического состояния регистрирующей части прибора.

Регистрирующая часть прибора состоит из трех полупроводниковых счетчиков ЕСА-3, которые работают со скоростью

10 000 импульсов в 1 с и без погрешности. Питание прибора от сети переменного тока напряжением 220 В.

В приборе используются весы типа ВНЗ-2 класса 1а с предельной нагрузкой 2000 г. Погрешность показаний весов $\pm 0,1\%$.

Грузовые площадки весов вместе с указателями равновесия сняты, и на левой тарировочной камере 1 закреплена дюралюминиевая специальная площадка 2, на которой установлен стакан 3, служащий емкостью для топлива. На правой тарировочной чашке 4 весов закреплено опорное кольцо 5, на которое установлена специальная немагнитная гирька 6. Вес этой гирьки определяет вес измеряемой дозы топлива.

Непосредственно над гирькой на специальной горизонтальной площадке 7, укрепленной с помощью четырех стоек 8 на основании весов, установлен электромагнит (ЭМ) 9. Вертикальный паз в штоке электромагнита и серьга гирьки, расположенная в нем, позволяют гирьке оставаться в состоянии покоя во время холостых ходов весов. При включении электромагнита гирька приподнимается над опорным кольцом. На этой же площадке установлены фотосопротивление 10 с осветителем 11 и специальный кронштейн с закрепленным на нем концевым микровыключателем (КМВ) 12.

Между фотосопротивлением и осветителем расположены неподвижный экран с узкой щелью и шторка 13, соединенная с правой подвижной частью весов. На последней закреплен регулируемый по длине стырь, действующий на концевой микровыключатель. Весовое устройство закрыто прозрачным предохранительным чехлом и установлено вблизи испытываемого дви-

гателя V на строго горизонтальной подрессоренной площадке. Весовое устройство соединяется со схемой прибора при помощи разъема 14.

При работе прибора в режиме автоматического измерения расхода топлива стакан заполнен топливом таким образом, что левая подвижная часть весов, несущая стакан 3, опустится и встанет на упор. В процессе отбора топлива из стакана наступит момент равновесия весов, а затем они начнут отклоняться. При этом подвижная шторка 13 откроет щель между фотоспротивлением 10 и осветителем 11, луч света попадет на фотозлемент, и в нем возникнет электрический сигнал. По этому сигналу включатся регистрирующие приборы (секундомер и суммарные счетчики оборотов), а также электромагнит 9, поднимающий гирьку 6. Весы займут исходное положение. Подвижная шторка 13 вновь перекроет луч света, и электрический сигнал в фотоспротивлении пропадет.

Следующее нарушение равновесия произойдет только после отбора из стакана дозы топлива, равной весу гирьки 6, приподнятой электромагнитом 9. В этот момент в фотозлементе 10 возникнет второй электрический сигнал, по которому регистрирующие приборы 11 выключатся, электромагнит 9 опустит гирьку 6 и включится электромагнитный клапан долива топлива (ЭМК) 15. По возвращении весов в исходное положение долив топлива автоматически прекратится. Весовое устройство прибора подготовлено к следующему измерению расхода топлива.

При работе весового устройства в режиме измерения суммарных чисел оборотов коленчатого вала двигателя и ротора расходомера воздуха на фотозлемент, осветитель и электромагнит питания не подается. Управление электромагнитным клапаном долива топлива 15 осуществляется автоматически с помощью микровыключателя 12. Регистрирующие приборы 11 в данном случае работают независимо от весового устройства.

При работе весового устройства в режиме измерения расхода топлива правая подвижная часть весов колеблется в диапазоне, позволяющем ей не касаться концевого микровыключателя. Такая схема в сочетании с применением фотозлемента позволила избавиться от каких-либо дополнительных механических контактов в механизме весов во время измерения расхода топлива. Однако на величину измеряемой дозы топлива влияет и трение в механизме самих весов. Поэтому истинная величина навески топлива определяется при тарировке весового устройства.

Двигатель получает топливо только из топливного стакана 3, установленного на весах. Процесс долива, а в случае неисправности электромагнитного клапана 15 и подтекание топлива из трубки 16 наблюдаются визуально, что позволяет быстро обнаружить и устранить неисправности в системе подачи топлива к двигателю.

Регистрирующая часть ПЗРТ состоит из трех полупроводниковых счетчиков ЕСА-3 с цифровой индикацией счета. Два из них являются счетчиками суммарных оборотов коленчатого вала двигателя и ротора расходомера воздуха, а третий работает в качестве секундомера. При этом два первых счетчика считают электрические импульсы, возникающие в фотодиодах

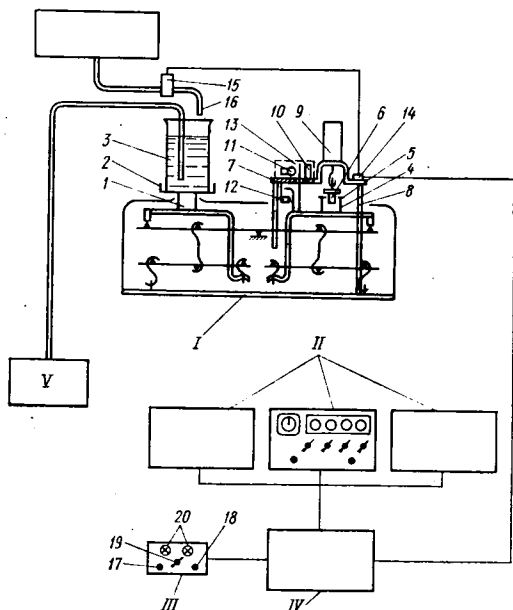


Рис. 1. Общая схема прибора

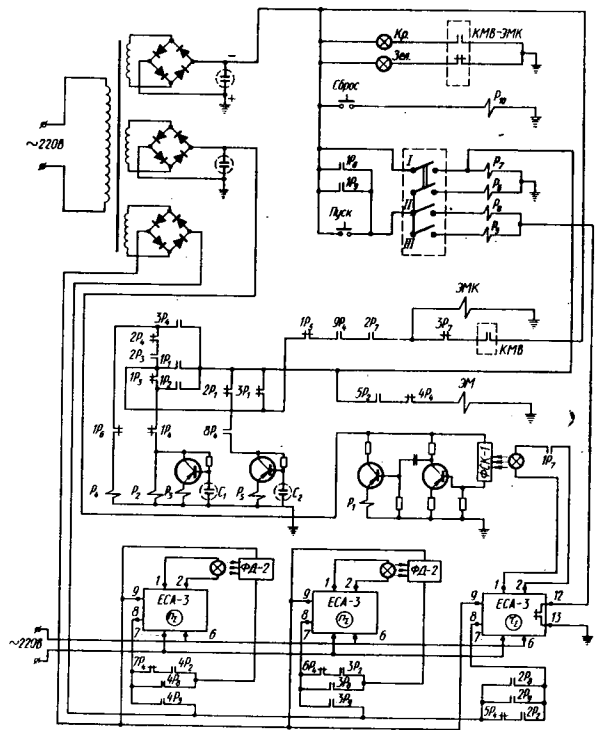


Рис. 2. Электрическая схема прибора

ФД-2 в момент освещения их через щель в экранах, установленных на валу балансирующей машины и валике ротора расходомера воздуха, а третий — удвоенную частоту переменного тока, работая от двухпериодного выпрямителя. Использование частоты сети переменного тока в качестве временной шкалы возможно вследствие ее высокой стабильности, а удвоение этой частоты позволяет вести отсчет времени с точностью до 0,01 с.

Управление приборами 11 осуществляется либо электрическими сигналами, поступающими от фотозлемента весового устройства I, либо пуском, а остановка — по команде секундомера после выполнения им заданной программы.

Регистрирующие приборы расположены на пульте управления установкой и соединены с электрической схемой прибора с помощью разъемов.

На панели управления III смонтированы кнопки «Пуск» 17 и «Сброс» 18, переключатель «Режимы работы» 19 и две цветные лампочки 20, сигнализирующие о работе электромагнитного клапана долива топлива. Панель управления соединяется со схемой прибора при помощи разъема.

Реле электрической схемы ПЗРТ, двухкаскадный фотоусилитель, три выпрямителя и понижающий трансформатор смонтированы на общей металлической плате. Металлическая плата закрывается предохранительным чехлом. На наружной стороне платы расположены три разъема.

Все реле, электромагнитный клапан, электромагнит и сигнальные лампочки работают от постоянного тока напряжением 24 В.

Блок реле IV закреплен на упругой подвеске внутри пульта управления установкой.

При работе прибора в режиме автоматического измерения расхода топлива переключатель «Режим работы» находится в первом положении (рис. 2). На реле P7 подано питание, и его контакты 3P7 разомкнулись, отключив концевой микровыключатель КМВ электромагнитного клапана долива топлива ЭМК, а контакты 2P7 и 1P7 замкнулись, причем последние включили лампочку осветителя фотоспротивления ФСК-1.

В момент нарушения равновесия весов фотоспротивление ФСК-1 освещается, его запирающее сопротивление резко падает и через цепь фотозлемента начинает идти ток, который, пройдя через двухкаскадный усилитель, включает реле P1, размыкая тем самым контакты 2P1 и 3P1 и замыкая 1P1.

Теперь питание от переключателя «Режим работы» подается через контакты 1P1, 1P3 и 1P4 на реле P2, которое встанет на самоподхват через замкнутые контакты 1P2 и нормально замкнутые контакты 1P4.

Нормально замкнутые контакты 4P4, 5P4, 6P4 и 7P4 и замкнутые контакты 2P2, 3P2, 4P2 и 5P2, включают в работу регистрирующие приборы и электромагнит, который поднимет

гирьку. Весы займут исходное положение и встанут на упор, освещение ФСК-1 прекратится, ток не будет подаваться к реле P_1 , и его контакты переключатся, подготовив тем самым электрическую схему прибора к принятию следующего сигнала от ФСК-1.

С некоторым запаздыванием (по отношению к реле P_2), равным времени зарядки конденсатора C_1 , включится реле P_3 и его контакты $1P_3$ и $2P_3$ переключатся. Время запаздывания включения реле P_3 должно быть больше времени переключки весов, т. е. реле P_3 должно сработать после выключения реле P_1 . Это объясняется тем, что после включения реле P_3 любое освещение фотосопротивления ФСК-1 будет воспринято прибором как второй сигнал.

Действительный второй сигнал поступит тогда, когда из стакана будет отобрана доза топлива, равная весу гирьки, поднятой электромагнитом. Произойдет очередное нарушение равновесия весов, луч света снова попадет на фотосопротивление, и последнее включит реле P_1 .

Замкнувшись контакты $1P_1$, $2P_3$ и нормально замкнутые контакты $2P_4$ и $1P_6$ подадут питание на реле P_4 , контакты которого переключатся, а само реле встанет на самоподхват через контакты $3P_4$ и $1P_6$. В результате этого контакты $5P_4$, $6P_4$ и $7P_4$ включают регистрирующие приборы, контакты $4P_4$ — электромагнит и гирька будут опущены на опорную шайбу весов, а контакты $1P_4$ отключат питание реле P_2 и P_3 . Нормально разомкнутые контакты $2P_2$, $3P_2$, $4P_2$ и $5P_2$ дополнительно замыкают регистрирующие приборы и электромагнит.

Одновременно через замкнутые контакты $1P_1$, $1P_5$, $9P_4$ и $2P_7$ питание будет подано на электромагнитный клапан долива топлива ЭМК. По этой цепи питание будет подаваться до момента нарушения равновесия весов (конца освещения ФСК-1), после чего реле P_1 выключится, контакты $1P_1$ разомкнутся, а контакты $2P_1$ и $3P_1$ замкнутся. Теперь питание на ЭМК будет подаваться через контакты $3P_1$, $1P_5$, $9P_4$ и $2P_7$, а через контакты $2P_1$ и $8P_4$ питание пойдет на реле P_5 , которое сработает с некоторым запаздыванием, определяемым временем зарядки конденсатора C_2 , и разомкнет контакты $1P_5$, прекратив тем самым долив топлива. Дополнительная доза топлива, поступившая в стакан 3 за время задержки срабатывания реле P_5 , позволяет экспериментатору подготовиться к следующему измерению (записать показания регистрирующих приборов ПЗРТ, вывести двигатель на другой режим и т. д.).

Электромагнитный клапан имеет встречный концевой микровыключатель КМВ—ЭМК, попеременно включающий сигнальные лампочки. Во время долива топлива горит красная лампочка, остальное время — зеленая.

В ПЗРТ полностью использованы электрические схемы сброса цифровых индексов на табло регистрирующих приборов ЕСА-3, имеющиеся в самих приборах. Однако управление этими схемами через реле P_{10} выведено на кнопку «Сброс», расположенную на панели управления ПЗРТ.

Нажатием на кнопку «Пуск» подается питание на реле P_6 , которое своими нормальнозамкнутыми контактами $1P_6$ отключит питание реле P_4 и, следовательно, все контакты последнего переключатся и займут исходное положение. Электрическая схема ПЗРТ подготовлена к следующему измерению расхода топлива.

Аналогичная картина наблюдается и при первом выключении прибора, когда контакты реле P_4 находятся в исходном положении. Если расход топлива не измеряется (после очередного замера кнопка «Пуск» не была нажата), то питание постоянно подается только на реле P_7 и P_4 .

После освещения фотосопротивления ФСК-1, т. е. после нарушения равновесия весов, срабатывает реле P_1 и топливо будет доливаться как в описанном выше случае.

Электромагнит и регистрирующие приборы в работу не включаются.

Как это видно из описания принципа действия электрической схемы ПЗРТ, на кнопку «Пуск» можно нажимать только при горячей зеленой лампочке.

Во время работы прибора во втором режиме измерения суммарных чисел оборотов коленчатого вала двигателя и ротора расходомера воздуха переключатель «Режим работы» находится во втором положении.

При нажатии на кнопку «Пуск» питание через контакты кнопки и нормально замкнутые контакты секундомера ЕСА-3— τ_2 подается на реле P_8 , которое через контакты $1P_8$ встает на самоподхват.

Нормально разомкнутые контакты $2P_8$ подключают формирующий каскад секундомера к двухпериодному выпрямителю, и прибор начинает считать удвоенную частоту переменного тока. В этом случае ток изменяется по величине от минимума до максимума 100 раз в 1 с, что и будет зафиксировано секундомером, т. е. прибор покажет время с точностью до 0,01 с.

После выполнения программы, устанавливаемой произвольно переключателями задатчика прибора в диапазоне от 0 до 99,99 с, секундомер автоматически прекращает работу и одновременно его нормально замкнутые контакты размыкаются и тем самым отключается питание реле P_8 .

Поскольку формирующие каскады счетчиков суммарных чисел оборотов ЕСА-3— τ_2 подключаются к фотодиодам ФД-2 также контактами реле P_8 , то, следовательно, включение и выключение этих приборов будет осуществляться синхронно с секундомером и они зафиксируют суммарное число оборотов коленчатого вала двигателя и ротора расходомера воздуха за время работы секундомера.

Топливо в этом режиме доливается с помощью концевой микровыключателя, укрепленного на неподвижной части весов.

При работе прибора в режиме контроля исправности регистрирующих приборов переключатель «Режим работы» находится в третьем положении и при нажатии на кнопку «Пуск» питание подается на катушку реле P_9 .

В остальном работа ПЗРТ в этом режиме аналогична его работе в режиме замера числа оборотов двигателя и расхода воздуха.

Однако в данном случае на формирующие каскады всех трех регистрирующих приборов подается при помощи контактов реле P_9 один и тот же сигнал от двухпериодного выпрямителя. Появление на табло всех приборов (после прекращения ими работы) одной и той же цифры, заданной секундомеру соответствующей программой, говорит об исправности регистрирующей части ПЗРТ.

Отклонения в показаниях приборов в пределах 2—3 единиц вполне допустимы и объясняются некоторой инерционностью реле, входящих в электрическую схему ПЗРТ.

УДК 621.165.155

Потери, вызванные радиальным зазором в лопатках регулируемого соплового аппарата турбины

Канд. техн. наук И. А. БАРСКИЙ

Университет дружбы народов им. П. Лумумбы

НАИБОЛЕЕ эффективным путем улучшения скоростных характеристик дизеля с газотурбинным наддувом и повышения его коэффициента приспособляемости является применение турбокомпрессора с турбиной, имеющей регулируемый сопловой аппарат, лопатки которого прикрываются при снижении числа оборотов дизеля. Благодаря этому сохраняется постоянная степень понижения давления в турбине λ_T и степень повышения давления в компрессоре.

В существующих турбинах с регулируемым сопловым аппаратом всегда имеется некоторый зазор δ_c между сопловыми лопатками и корпусом турбины. Этот зазор необходим для безпрепятственного поворота сопловых лопаток при их терми-

ческом расширении. Величина зазора зависит от конструкции регулируемого соплового аппарата, длины сопловых лопаток l , температуры газа и других факторов. Обычно относительная величина радиального зазора в лопатках регулируемого сопло-

вого аппарата $\bar{\delta}_c = \frac{\delta_c}{l}$ составляет 0,5—3%.

В литературе имеется много данных по влиянию радиального зазора в рабочих лопатках газовой турбины на потери; влияние радиального зазора в сопловых лопатках на потери и к. п. д. турбины очень мало исследовано. В связи с этим было проведено расчетно-экспериментальное определение влияния

потерь в радиальном зазоре на к. п. д. осевой газовой турбины с регулируемым сопловым аппаратом в зависимости от угла выхода потока из сопловых лопаток.

Если принять, как предложено Г. Ю. Степановым, что потери, вызванные радиальным зазором в сопловом аппарате ζ , пропорциональны отношению расхода газа через зазор к расходу газа через турбину G , то можно записать [1]

$$\zeta = \eta_{т0} - \eta_{т} = k \frac{G_3}{G}, \quad (1)$$

где $\eta_{т}$ и $\eta_{т0}$ — внутренний к. п. д. турбины с зазором и без зазора в сопловом аппарате;

G_3 — расход газа через радиальный зазор в сопловом аппарате;

k — экспериментальный коэффициент.

Вследствие незначительного влияния радиального зазора в сопловом аппарате на параметры потока на входе в турбину можно принять, что отношение расхода газа через зазор к расходу газа через турбину, входящее в уравнение (1), равно отношению соответствующих проходных площадей. С учетом этого потери составят

$$\zeta = k \frac{F_3}{F} \cdot \frac{\sin \alpha_3}{\sin \alpha_1} = k \frac{\sin \alpha_3}{\sin \alpha_1} \left(1 \pm \frac{l}{D_{ср}}\right) \frac{\delta_c}{l}, \quad (2)$$

где $F = \pi D_{ср} l$ — кольцевая площадь на выходе из соплового аппарата;

$D_{ср}$ — средний диаметр турбины;

F_3 — кольцевая площадь радиального зазора в сопловом аппарате.

Площадь F_3 равна $\pi(D_{ср} - l)\delta_c$ при зазоре у корня и $\pi(D_{ср} + l)\delta_c$ при зазоре у периферии сопловых лопаток. Зависимость угла выхода потока из зазора α_3 от угла выхода из сопловых лопаток α_1 определялась экспериментально В. Н. Зандавровой. Результаты ее исследований могут быть обобщены следующей формулой:

$$\frac{\sin \alpha_3}{\sin \alpha_1} = 3,2 - 0,0465 \alpha_1. \quad (3)$$

В этой формуле все углы выражены в градусах.

Подставив уравнение (3) в выражение (2), получим

$$\zeta = k(3,2 - 0,0465 \alpha_1) \cdot \left(1 \pm \frac{l}{D_{ср}}\right) \frac{\delta_c}{l}. \quad (4)$$

Здесь знак «+» во втором множителе берется при зазоре у периферии лопаток и «-» при зазоре у корня.

Экспериментальные исследования проводились на двухступенчатой турбине с регулируемым сопловым аппаратом обеих ступеней, имеющей степень понижения давления 2,2, степень реактивности на среднем диаметре 0,3—0,35, расход газа 2 кг/с, относительную длину сопловых лопаток первой и второй ступеней $\frac{l}{D_{ср}}$ соответственно $\frac{1}{6,5}$ и $\frac{1}{5,5}$. Для возможности поворо-

рота сопловых лопаток на разный угол кольцевые ограничивающие стенки соплового аппарата выполнены шаровыми, причем центры наружной и внутренней шаровых поверхностей лежат в одной точке на оси турбины. Испытания проводились при разных величинах зазоров в сопловых лопатках у корня и у периферии и одинаковых углах α_1 в первой и второй ступенях, равных 10, 12, 14, 18, 20 и 24°. К. п. д. турбины определялся путем измерения мощности.

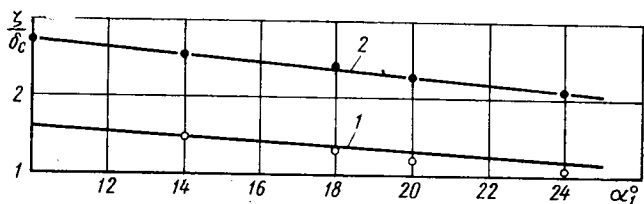


Рис. 1. Зависимость относительных потерь в турбине, вызванных радиальным зазором в сопловом аппарате, от угла выхода потока из сопловых лопаток:

1 — при зазоре у периферии сопловых лопаток $k = 0,5$; 2 — при зазоре у корня сопловых лопаток, $k = 1,17$

По результатам экспериментов был определен коэффициент k в формуле (4), который оказался не зависящим от угла α_1 и для испытанной турбины был равен 1,17 при зазоре в соп-

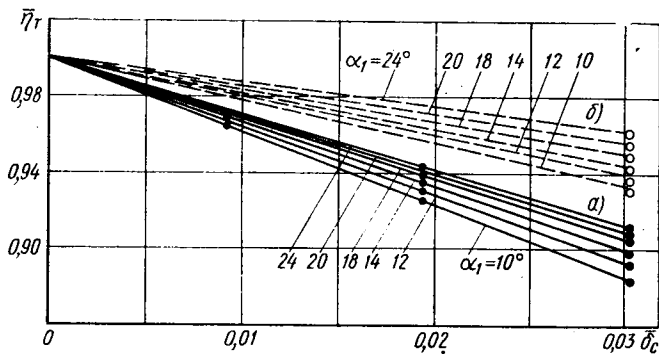


Рис. 2. Зависимость относительной величины к. п. д. турбины от относительного радиального зазора в сопловом аппарате при разных углах α_1 :

a — зазор у корня сопловых лопаток; б — зазор на периферии

вых лопатках у корня и 0,5 при зазоре у периферии. Результаты расчетов по уравнению (4) показали (рис. 1), что на потери в турбине большее влияние оказывают зазоры у корня лопаток, чем зазоры у периферии. Последнее объясняется меньшими скоростями потока у периферии турбины (вследствие роста степени реактивности у периферии) и наличием поворотных осей сопловых лопаток, которые частично перекрывают зазор у периферии, а также тем, что поток у периферии более устойчив и менее склонен к отрыву от стенок, чем у корня.

Зависимость относительной величины к. п. д. турбины

$\eta_{т} = \frac{\eta_{т}}{\eta_{т0}}$ от относительного радиального зазора в сопловых

лопатках для разных углов выхода из регулируемого соплового аппарата показана на рис. 2. Из приведенных зависимостей видно, что между к. п. д. турбины и радиальным зазором в сопловых лопатках существует линейная зависимость при всех углах α_1 . В испытанной турбине при относительном зазоре у корня сопловых лопаток $\frac{\delta_c}{l} = 1\%$ к. п. д. снижается на 3—3,5%, а аналогичный зазор у периферии снижает к.п.д. турбины на 2—2,5%, причем большие цифры снижения к.п.д. относятся к малым углам α_1 . Меньшее влияние радиального зазора в сопловом аппарате на к.п.д. турбины при больших углах α_1 объясняется тем, что при этих углах снижается доля расхода газа, идущего через радиальный зазор в сопловых лопатках.

Близкие данные по потерям, вызванным радиальным зазором в сопловых лопатках, были получены и в других организациях. Исходя из формулы (4), можно получить уравнение для определения к. п. д. турбины с радиальным зазором в лопатках регулируемого соплового аппарата

$$\eta_{т} = 1 - \frac{\zeta}{\eta_{т0}} = 1 - \frac{k}{\eta_{т0}} (3,2 - 0,0465 \alpha_1) \cdot \left(1 \pm \frac{l}{D_{ср}}\right) \frac{\delta_c}{l}. \quad (5)$$

С учетом обобщения различных экспериментальных материалов в этой формуле при зазоре у корня сопловых лопаток следует брать $k = 1,17$ и при зазоре у периферии $k = 0,45 \div 0,55$. Как и ранее, знак «+» во втором множителе относится при зазоре у периферии, а «-» у корня.

Для уменьшения потерь в турбине, вызванных наличием радиального зазора в сопловом аппарате, следует применять устройство, отжимающее сопловые лопатки к корню и ликвидирующее тем самым зазор у корня [2].

Таким образом, потери, вызванные радиальным зазором в регулируемом сопловом аппарате турбины уменьшаются с ростом угла α_1 . Зазор в сопловых лопатках у корня значительно сильнее влияет на потери, чем зазор у периферии.

К. п. д. турбины линейно зависит от относительного радиального зазора в сопловых лопатках, и при его величине, равной 1%, к. п. д. снижается на 3—3,5% при зазоре у корня и на 2—2,5% при зазоре у периферии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Степанов Г. Ю. Основы теории лопаточных машин. Машгиз, 1958.
2. «Бюллетень изобретений», 1965, № 9. (Авторское свидетельство № 170532).

Исследование калильного зажигания в форсированном двигателе воздушного охлаждения

Д-р техн. наук А. Н. ВОИНОВ, кандидаты техн. наук С. Г. НЕЧАЕВ, Ф. В. ТУРОВСКИЙ

Московский автомобильно-дорожный институт

ПРОГРЕССИВНОЕ возрастание теплового потока в стенке двигателя с воздушным охлаждением нередко приводит к термическим разрушениям (прогарам) поршней, оплавлению электродов свечей зажигания и реже к прогарам головок блока.

Рассмотрим результаты исследования условий возникновения и динамики развития калильного зажигания в быстроходном V-образном четырехцилиндровом карбюраторном двигателе с воздушным охлаждением ($\epsilon=8,6$; $V_h \approx 1,2$ л). Во время опытов обнаруживали калильное зажигание и регистрировали его развитие во времени в каждом из цилиндров двигателя путем установленного вблизи свечи ионизационного датчика. Осуществлялось это по методике, сущность которой сводилась к одновременной регистрации шлейфовым осциллографом К-109 (ширина ленты 300 мм) моментов появления пламени возле датчиков в каждом цилиндре в большом числе последовательных рабочих циклов в виде вертикальных черточек высотой, пропорциональной отрезку времени от момента появления пламени до некоторого заданного угла поворота коленчатого вала после в.м.т. Преимущество метода заключается в возможности детального изучения динамики развития калильного зажигания от момента выведения двигателя на соответствующие критические режимы и при необходимости до разрушения его деталей из-за термических перегрузок. Кроме того, во время опытов записывались температуры стенок камер сгорания (со стороны выпускного клапана) и уплотняющих прокладок свечей зажигания. Ряд опытов проводился с измерением температур центрального электрода (свеча — термомпара с калильным числом 225).

В лабораторных условиях наиболее просто калильное зажигание может быть вызвано увеличением угла опережения зажигания, критические значения которого (при остальных одинаковых условиях) определяются тепловой характеристикой свечи, нагрузкой и числом оборотов. Внешними признаками преждевременного калильного зажигания являются: резкое падение крутящего момента и появление характерных глухих стуков. В отдельных случаях (при раннем калильном зажигании) появлялись хлопки в карбюраторе. Если не принять срочных мер, то менее чем через минуту после появления первых признаков такого неуправляемого процесса прогорит поршень.

На рис. 1, а приведены результаты обработки осциллограммы сигналов ионизационного датчика первого цилиндра при возникновении в нем калильного зажигания. Опыты проводились при работе двигателя на бензине АИ-93, $n=3500$ об/мин, полностью открытой дроссельной заслонке и заводской регулировке карбюратора. В этом цилиндре была установлена свеча А6-УС Э. В остальных трех цилиндрах установлены свечи, тепловая характеристика которых обеспечивала отсутствие калильного зажигания в данных условиях. Первые признаки калильного зажигания появлялись примерно через 2—3 с от мо-

мента увеличения φ_3 от 33 (оптимального) до 36° п.к.в. Затем в течение последующих 3—4 с быстро возрастала его интенсивность до некоторого максимального значения, отвечающего появлению пламени в зоне ионизационного датчика за 90—95° п.к.в. до в.м.т. Далее процесс приобретал волнообразный характер, причины которого пока не вполне ясны. По мере развития калильного зажигания медленно увеличивалась температура прокладки свечи зажигания.

В случае, показанном на рис. 1, б, калильное зажигание вызывалось быстрым увеличением нагрузки от 50% до полной при $\varphi_3=36^\circ$ до в.м.т. В связи с тем, что до перехода на режим полной нагрузки двигатель здесь был более холодным, первые признаки калильного зажигания появляются несколько позже, в данном случае примерно через 17 с. В дальнейшем процесс протекает так же, как показано на рис. 1, а.

С использованием серийной свечи А6-УС Э в первом цилиндре было установлено, что и при $n=3500$ об/мин, в этом цилиндре также возникает калильное зажигание, которое можно предотвратить уменьшением угла опережения на 4—5° п.к.в. по сравнению с заводской регулировкой. Замена свечи первого цилиндра на более холодную (с калильным числом 225) полностью устраняла преждевременное воспламенение, которое не возникало даже при отчетливо слышимой детонации.

Полученными результатами выявлено, что склонность отдельных цилиндров опытного двигателя к калильному зажиганию не одинакова. В частности, при $n=3500$ об/мин зажигание возникало прежде всего в первом цилиндре.

Известно, что на условия воспламенения топливоздушная смесь от накалинной поверхности существенно влияет коэффициент избытка воздуха. В связи с этим была проверена равномерность распределения смеси по цилиндрам согласно методике, разработанной¹ в Лаборатории двигателей АН СССР. Установлено, что при полностью открытой дроссельной заслонке, заводской регулировке карбюратора и $n=3500$ об/мин значения коэффициента избытка воздуха для каждого цилиндра составили: $\alpha_{I,IV}=1,01$, $\alpha_{II}=0,85$, $\alpha_{III}=0,92$, $\alpha_{IV}=1,0$. Температуры стенок камер сгорания были соответственно равны: $t_{ст.I}=170^\circ\text{C}$, $t_{ст.II}=154^\circ\text{C}$, $t_{ст.III}=150^\circ\text{C}$, $t_{ст.IV}=168^\circ\text{C}$.

Благодаря сопоставлению данных термометрирования с найденными значениями коэффициентов избытка воздуха для каждого цилиндра предполагается, что в данном двигателе возможно не только неравномерное распределение смеси по цилиндрам, но и некоторое различие в интенсивности их охлаждения. Чтобы ка-

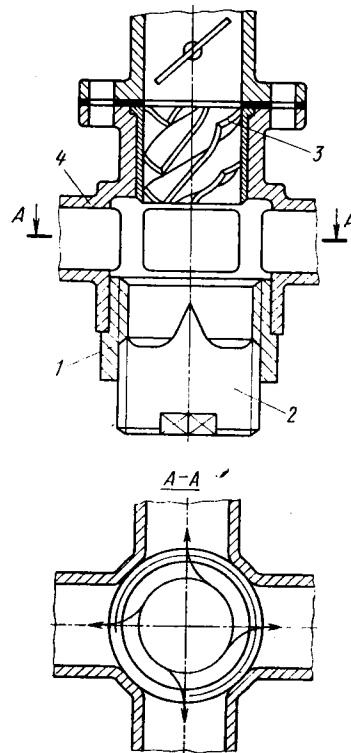


Рис. 2. Схема экспериментального впускного тракта: 1 — корпус; 2 — перемещающаяся вставка; 3 — направляющее устройство; 4 — патрубки впускного коллектора

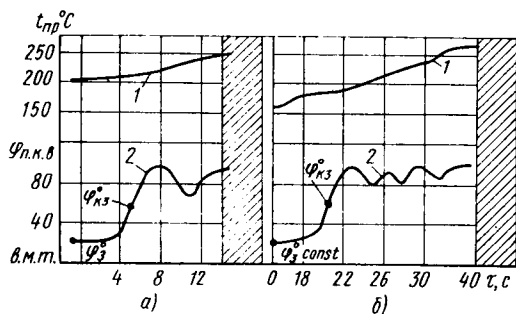


Рис. 1. Возникновение и развитие калильного зажигания в цилиндре двигателя воздушного охлаждения, бензин АИ-93, $n=3500$ об/мин, $\alpha_{дв}=0,93$ (заштрихована зона прогорания поршня):

1 — температура прокладки свечи зажигания; 2 — изменение угла воспламенения

чественно оценить эти различия, было решено исключить влияние неравномерности распределения смеси на тепловое состояние цилиндров, т. е. добиться равенства коэффициентов избытка воздуха в каждом цилиндре. С этой целью был изготовлен экспериментальный выпускной тракт, конструкция которого позволяла изменять на работающем двигателе положение вставки под карбюратором (рис. 2). Эта вставка перемещалась в корпусе, на внутренней поверхности которого нарезана четырехзаходная резьба. Выходы резьбы оканчивались перед патрубками, ведущими в каждый из цилиндров. Капли топлива, ударяясь о донышко вставки, образо-

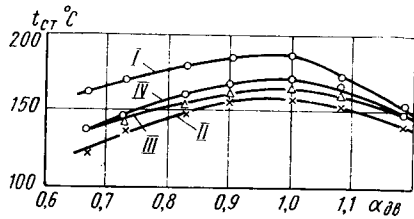


Рис. 3. Зависимость температуры стенок цилиндров от состава смеси при определении равномерности распределения смеси по цилиндрам (I—IV)

вывали на ней топливную пленку, которая, увлекаясь по резьбе вихревым потоком, создаваемым в центральной части впускного тракта, в соответствии с порядком работы цилиндров должна была более равномерно поступать в каждый из них. Для усиления интенсивности вихревого движения заряда на выходе из карбюратора дополнительно устанавливалось направляющее устройство в виде четырехзаходного шнека.

В связи с различиями в скоростях потока горячей смеси при разных числах оборотов оптимальное по высоте положение вставки оказывалось неодинаковым: с повышением скорости вращения коленчатого вала для обеспечения равномерного распределения смеси вставку необходимо было опускать. При $n=3500$ об/мин оптимальное положение вставки соответствовало 24 мм от ее крайнего верхнего положения. Как видно на рис. 3, распределение смеси при этом практически равномерное.

Дальнейшие опыты проводились при таком оптимальном положении вставки. Они заключались в снятии регулировочных характеристик по углу опережения зажигания с измерением температур стенок камеры сгорания и конца центрального электрода свечи. С целью исключения влияния различий в тепловых характеристиках свечей в опытах использовалась одна и та же свеча — термопара, которую поочередно устанавливали в каждый цилиндр. Для двигателя применялся бензин АИ-93.

На рис. 4 показано, как протекают температурные кривые для $n=3500$ об/мин и $\alpha=1,0$. При оптимальном угле опережения зажигания температуры центрального электрода и стенок

камер сгорания были равны: в первом цилиндре соответственно 745 и 180°C, во втором цилиндре — 700 и 155°C, в третьем цилиндре — 690 и 163°C, в четвертом цилиндре — 663 и 163°C. Полученные данные подтвердили предположение о том, что на обследованном двигателе отдельные цилиндры охлаждаются неравномерно. В частности, первый цилиндр, обладавший наибольшей склонностью к калильному зажиганию, был горячее других.

Проведенные опыты дали возможность сделать вывод, что от появления первых признаков калильного воспламенения, вызываемого, например, очень небольшим увеличением угла опережения зажигания (на 2—3° п.к.в. от оптимального), до прогорания поршня проходит в некоторых случаях менее 1 мин.

Измерение температур уплотняющих прокладок свечей с целью контроля теплового состояния головок цилиндров дви-

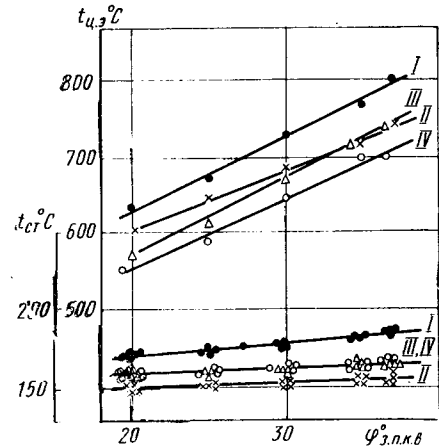


Рис. 4. Влияние угла опережения зажигания на температуру центрального электрода $t_{э}$ и стенок камер сгорания при равномерном распределении смеси по цилиндрам (I—IV), бензин АИ-93, полностью открытая дроссельная заслонка $n=3500$ об/мин, $\alpha=1,0$

гателя воздушного охлаждения не позволяет судить о возникновении и степени опасности калильного зажигания.

Результаты проведенных опытов свидетельствуют о том, что наряду с неравномерным распределением смеси не менее существенно влияет на возникновение калильного зажигания неравномерность охлаждения отдельных цилиндров.

уд. ч 621.43-233.13

Способ определения износа шеек коленчатых валов

Канд. техн. наук В. Н. КОМИССАРЖЕВСКАЯ, канд. техн. наук А. Э. ИСАКОВ, канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ, З. П. ВОЛКОВА

НИИТавтопром, Горьковский автозавод

ПОВЫШЕНИЕ надежности и долговечности автомобильных и тракторных двигателей является важной для народного хозяйства проблемой. Долговечность автомобиля, в свою очередь, определяется долговечностью узлов и деталей, входящих в нее, и складывается в основном из усталостной прочности деталей и износостойкости деталей.

Для определения величины износа применяются различные методы, которые подробно описаны М. М. Хрущовым и Е. С. Берковичем [1].

При проведении исследований влияния технологических параметров на износ деталей двигателя [2 и 3] НИИТавтопром и Центральной научно-исследовательской лабораторией двигателей Горьковского автозавода был разработан и опробован новый метод, являющийся сочетанием методов профилографирования и искусственных баз. Исследования проводились на Горьковском автозаводе на коленчатых валах двигателей ГАЗ-51, ГАЗ-450, ЗМЗ-21, с помощью этого метода были определены износы коренных шеек 60 двигателей. Метод заключается в следующем. На поверхность окончательно обработанной шейки наносится искусственная база — углубление заводом большей величины, чем последующий износ. Это

достигается вдавливанием (ударным способом) шарика диаметром 15 мм в металл детали (рис. 1, а), в результате чего образуется гладкая лунка, вершина которой — точка А и является базой — центром координат.

Проведенные исследования поверхности шеек после нанесения лунки показали, что по краям ее образуется некоторое вспучивание металла, практически не влияющее на износ детали. Возникновения в этой зоне микротрещин ни в одном случае обнаружено не было. После нанесения базы с поверх-

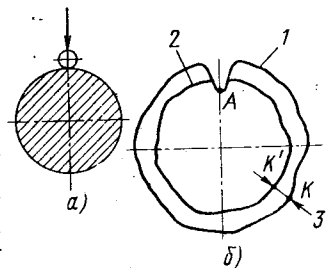


Рис. 1. Способ нанесения искусственной базы (а) и совмещения профилограмм (б): 1 — геометрия шейки после нанесения лунки до стеновых испытаний; 2 — геометрия шейки после проведения стеновых испытаний; 3 — износ в точке К

ности шейки снимались профилограммы с помощью макропрофилографа МПГ-3 конструкции НИИТавтопрома [4], который в отличие от широко распространенных приборов «Калибр», «Гелирунд» позволяет записывать макрогеометрию цилиндрической детали не только в поперечном, но и продольном сечении. Макропрофиль шейки в прямоугольных координатах записывался в продольном и поперечном сечениях таким образом, чтобы наконечник датчика прошел через вершину лунки — точку А. Это обеспечивалось тонкой настройкой датчика с помощью показывающего прибора путем перемещения датчика параллельно оси детали. Эта настройка осуществляется с точностью 0,1 мкм.

На рис. 2 показаны примеры профилограмм, снятых с шейки коленчатого вала в поперечном (а) и продольном (б) сечениях.

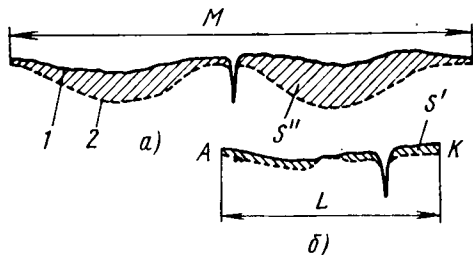


Рис. 2. Примеры профилограмм, снятых с шейки коленчатого вала в поперечном (а) и продольном (б) сечениях:
1 — геометрия шейки до износа;
2 — геометрия шейки после износа

После проведения стендовых испытаний в тех же сечениях повторно записывались макропрофилограммы. Для определения величины износа макропрофилограммы данной поверхности, записанные до и после износных испытаний, совмещались по вершинам лунок в точке А и для наглядности переносились в полярные координаты (рис. 1, б). В результате в любой произвольно выбранной точке К возможно определить величину износа.

Этот метод позволяет выявить сечения, в которых наблюдается наибольший износ, что имеет особое значение при исследовании коленчатых валов, так как многочисленными измерениями было установлено, что шейки коленчатого вала изнашиваются односторонне в строго определенных сечениях и что методом микрометрирования с применением двухточечных средств измерения не может быть выявлено. На рис. 3 представлен характер износа первой (а), второй (б), третьей (в) и четвертой (г) коренных шеек коленчатых валов ГАЗ-51 в поперечном сечении.

Для более точной и полной оценки износа и изменения служебных свойств деталей определяется интегральный износ шейки, для чего осуществляется планиметрирование площадей S (рис. 2), заключенных между совмещенными макропрофилограммами в продольном S' и в поперечном S'' сечениях.

Когда изнашивание в продольном сечении детали происходит более равномерно, чем в поперечном, износостойкость обратно пропорциональна S'' :

$$B'' = \frac{1}{S''} \quad (1)$$

Если изнашивание в поперечном сечении детали происходит более равномерно, чем в продольном, износостойкость определяется по формуле

$$B' = \frac{1}{S' \pi d_{cp}}, \quad (2)$$

где d_{cp} — диаметр окружности, проведенной таким образом, что она делит площадь S'' на две равные части.

Средний диаметр d_{cp} определяется из условия

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_{cp}^2}{4} = \frac{\pi d_{cp}^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4},$$

откуда

$$d_{cp} = \sqrt{\frac{D^2 - d^2}{2}}, \quad (3)$$

где D и d — условные диаметры макропрофилограмм шеек, записанных до и после изнашивания.

Практика измерений износов шеек коленчатых валов показывает, что целесообразнее пользоваться формулой (1).

Для проверки точности этого способа проведена специальная работа. На партию роликов из стали 45 была нанесена искусственная база — лунка, после чего выполнялось следующее:

1) измерение абсолютных размеров диаметров каждого ролика в трех поперечных и восьми продольных сечениях — 24 измерения (прибор — горизонтальный длинномер Карл Цейс, Йена);

2) взвешивание роликов (прибор — аналитические весы ВПА-200-м);

3) запись геометрии роликов в поперечном и продольном сечениях по лунке (прибор МПГ-3, увеличение $K=770$).

Затем эти ролики изнашивались на машине трения таким образом, чтобы износ их не превышал глубины нанесенной лунки. Далее измерения и обработка результатов повторялись (см. таблицу).

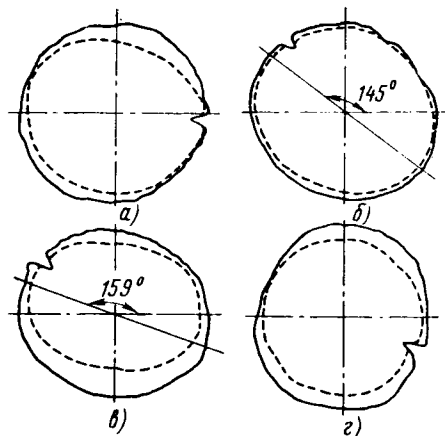


Рис. 3. Характер износа первой (а), второй (б), третьей (в) и четвертой (г) коренных шеек коленчатого вала автомобиля ГАЗ-51 в поперечном сечении (сплошная линия — геометрия шейки до износа, штриховая линия — геометрия шейки после износа)

По результатам измерений на длинномере подсчитаны сред-

ние диаметры до $D_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{24} D_i}{24}$ и после $D'_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{24} D'_i}{24}$

изнашивания и средняя величина радиального износа роликов. Средний радиальный износ по данным микрометрирования

$$I_{cp}^M = \frac{D_{cp} - D'_{cp}}{2} \text{ мкм.}$$

Номера роликов	D_{cp} в мм	D'_{cp} в мм	I_{cp}^M в мкм	G в г	G' в г	I_B в г	S'' в см ²	$I_{cp}^П$ в мкм	$V^П$ в см ³	$I_B^П$ в г	$\frac{I_B - I_B^П}{I_B} \times 100\%$ в %		V^M в см ³	I_B^M в г	$\frac{I_B - I_B^M}{I_B} \times 100\%$ в %	
											18,15	7,55			21,36	0,160
1	38,858	38,821	0,0185	72,8050	72,6425	0,1625	19,3	14,8	17,12	0,133	18,15	7,55	21,36	0,160	1,53	
2	38,856	38,844	0,006	72,7580	72,6931	0,0649	10,0	7,64	7,77	0,060	7,55	6,98	0,054	16,79		
3	38,856	38,839	0,0085	72,8012	72,6945	0,1167	16,0	12,2	14,09	0,110	5,74	9,93	0,077	34,01		
4	38,855	38,839	0,008	72,7285	72,6392	0,0893	13,5	10,3	11,88	0,0926	3,69	10,5	0,082	8,17		
5	38,858	38,834	0,012	72,7248	72,6074	0,1174	16,0	12,2	14,07	0,110	6,3	13,59	0,110	6,3		

По данным взвешивания определена потеря веса, характеризующая интегральный износ ролика:

$$I_B = G - G' \text{ г.} \quad (4)$$

Профилограммы, записанные до и после изнашивания на приборе МПГ-3, совмещались по лункам, после чего планиметрировались площади S' и S'' .

Поскольку износ в продольном сечении более равномерный, принимаем к расчету интегрального износа формулу $I'' = S''L$.

По совмещенным профилограммам поперечных сечений роликов в декартовых координатах определяются средние износы (рис. 2)

$$I_{\text{ср}}^n = 10^4 \cdot K^{-1} \frac{S''}{M} \text{ мкм,} \quad (5)$$

где $K=770$ — коэффициент увеличения прибора;

M — длина профилограммы в см;

S'' — площадь между совмещенными профилограммами в см².

Критерием оценки точности каждого из исследуемых методов определения интегрального износа является потеря веса образцом в процессе изнашивания — формула (4).

Вес изношенного металла по данным планиметрирования I_B^n и по данным микрометрирования I_B^m определяется следующими зависимостями:

$$I_B^n = \gamma V^n \text{ г;} \quad (6)$$

$$I_B^m = \gamma V^m \text{ г,}$$

где $\gamma=7,8$ г/см³;

$V^n = 10^{-6} I_{\text{ср}}^n \pi \frac{D_{\text{ср}} + D'_{\text{ср}}}{2} L$ — объем изношенного металла по данным планиметрирования в см³;

$V^m = 10^{-6} I_{\text{ср}}^m \pi \frac{D_{\text{ср}} + D'_{\text{ср}}}{2} L$ — объем изношенного металла по данным микрометрирования в см³;

L — длина образца в мм.

Погрешность определения износа каждым из методов выражается в процентах по степени отклонения расчетных значений весовых износов I_B^n и I_B^m от истинной величины весового износа I_B по формулам:

для метода планиметрирования

$$\frac{I_B - I_B^n}{I_B} 100\%,$$

для метода микрометрирования

$$\frac{I_B - I_B^m}{I_B} 100\%.$$

Из таблицы видно, что средний уровень погрешности и ее максимальные величины значительно ниже при использовании метода планиметрирования, несмотря на значительное количество точек микрометрирования (24 точки).

При меньшем количестве измерений, например на шейках коленчатых валов, эта погрешность в оценке интегрального износа может быть даже выше.

Для сравнения износостойкости B деталей (1 и 2) необходимо, чтобы условия работы сравниваемых объектов были бы одинаковыми.

При этом

$$\frac{B_1''}{B_2''} = \frac{S_2''}{S_1''}. \quad (7)$$

Равенство условий работы наиболее полно и точно осуществляется при проведении сравнительных стендовых испытаний. В Центральной измерительной лаборатории двигателей Горьковского автозавода разработана 100-часовая методика стендовых испытаний двигателей, при которой износ деталей идентичен износу при 60—80 тыс. км пробега автомобиля [5].

Для исследования износостойкости шеек коленчатых валов был принят описанный метод — планиметрирование макропрофилограмм.

Однако с целью проверки этого метода износ шеек оценивался и с помощью микрометрирования.

Ввиду малой доступности коренные шейки коленчатых валов измерялись рычажной скобой в двух взаимно перпендику-

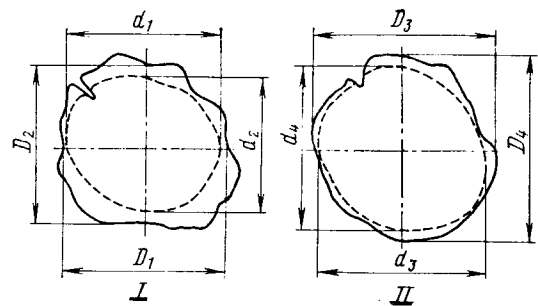


Рис. 4. Совмещенные макропрофилограммы шеек (сплошная линия — профилограмма шейки до изнашивания, штриховая — после изнашивания)

лярных сечениях. На рис. 4 показаны совмещенные макропрофилограммы двух шеек. Сплошной линией изображена геометрия шейки, записанная до испытаний, штриховой — после испытаний. При микрометрировании износ шейки определялся как среднее арифметическое разности диаметров шейки, измеренных до и после стендовых испытаний.

Диаметральный износ первой шейки

$$I_{I1}^m = \frac{(D_1 - d_1) + (D_2 - d_2)}{2} = 25 \text{ мкм.} \quad (8)$$

Диаметральный износ второй шейки

$$I_{II1}^m = \frac{(D_3 - d_3) + (D_4 - d_4)}{2} = 22 \text{ мкм.} \quad (9)$$

Совершенно очевидно, что объем изношенного металла на шейке II значительно меньше, чем на шейке I. Планиметрирование показало, что $I_{I1}^n = S_{I1}'' = 29$, а $I_{II1}^n = S_{II1}'' = 10$.

Величины 29 и 10 — абстрактные и не выражают абсолютного износа, а лишь характеризуют интегральный износ детали и могут быть подставлены в формулу (7):

$$\frac{B_2''}{B_1''} = \frac{S_{I1}''}{S_{II1}''} = \frac{29}{10} = 2,9.$$

Отсюда износостойкость второй детали в 2,9 раза выше износостойкости первой, тогда как при использовании данных микрометрирования — по формулам (8), (9), — ошибка была бы значительной (в 2,5 раза больше)

$$\frac{B_2''}{B_1''} = \frac{I_{I1}^m}{I_{II1}^m} = \frac{25}{22} = 1,14 \left(\frac{2,9}{1,14} = 2,54 \right).$$

Метод, заключающийся в записи макропрофилограммы детали с использованием искусственной базы и последующим планиметрированием площади, заключенной между совмещенными макропрофилограммами, позволяет дать оценку как местному износу в любой интересующей точке, так и интегральному износу в поперечном и продольном сечениях, что является необходимым при проведении исследований, связанных с повышением долговечности деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хрущов М. М., Беркович Е. С. Определение износа деталей машин методом искусственных баз. Изд-во АН СССР, 1959.
2. Комиссаржевская В. Н., Исаков А. Э., Гурвич И. Б., Цой И. М. К вопросу износа поршневых пальцев. В сб. «Технология автомобилестроения», № 2, 1969.
3. Исаков А. Э., Комиссаржевская В. Н., Гурвич И. Б. Исследование влияния методов финишной обработки на долговечность стальных коленчатых валов. — В сб. «Технология автомобилестроения», 1971, № 2.
4. Комиссаржевская В. Н., Исаков А. Э. Приставка к макропрофилографу МПГ-3. — В сб. «Технология автомобилестроения», 1968, № 2.
5. Исаков А. Э., Комиссаржевская В. Н., Гурвич И. Б. О методике исследования коленчатых валов на долговечность. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 4.

К вопросу снижения затрат на изготовление изделий автотракторного электрооборудования и приборов в тропическом исполнении

А. А. АФАНАСОВ, канд. техн. наук В. А. НАЗАРОВ

НИИАвтоприборов

НЕОБХОДИМЫМ условием обеспечения работоспособности, надежности и долговечности оборудования является применение материалов и защитных покрытий, устойчивых против воздействия климатических факторов.

Защита от разрушающего действия климатических условий — это главное для изделий, поставляемых в страны с тропическим климатом. Изделия в тропическом исполнении конструктивно не отличаются от обычных, однако для защиты стальных деталей от коррозии до настоящего времени применялось дефицитное и дорогостоящее кадмиевое покрытие с хромированием (стоимость 1 т металлического кадмия 13,5 тыс. руб.).

Толщина покрытия составляла: для резьбовых и крепежных деталей 9 мкм, для других деталей 21 мкм.

Одновременно с этим в обычных изделиях для защиты тех же деталей применяется цинковое покрытие с хромированием (стоимость 1 т металлического цинка 0,54 тыс. руб.). Толщина покрытия составляет: для резьбовых и крепежных деталей 6 мкм, для других деталей 15 мкм. Детали из цветных металлов и сплавов применяются с защитным лакокрасочным, химическим и гальваническим покрытиями.

Многие резьбовые и крепежные детали изготавливаются из латуны с никелевым покрытием или из нержавеющей высокохромистой стали.

На оцинкованные с хромированием детали (корпусы и защитные ленты генераторов и стартеров, вакуумные регуляторы распределителей и др.) наносилось многослойное лакокрасочное покрытие (два слоя грунта, три—четыре слоя эмали). Повышенные дополнительные требования на изготовление изделий в тропическом исполнении приводят к тому, что себестоимость их изготовления примерно на 25—30% выше.

В 1969—1970 гг. НИИАвтоприборов совместно с заводами Глававтоэлектроприбор провел исследование защитных свойств цинковых и кадмиевых покрытий и определение возможности применения цинка для защиты от коррозии изделий в тропическом исполнении, а также выбор оптимального варианта защиты изделий автотракторного электрооборудования с применением лакокрасочных покрытий на предварительно оцинкованную с хромированием поверхность.

Работы Института физической химии Академии наук СССР [1, 2, 3] в части исследований количественных и качественных свойств цинковых и кадмиевых покрытий показывают, что в условиях непосредственного контакта с морской водой кадмиевое покрытие защищает лучше примерно в 1,5 раза, чем цинковое. Скорость коррозии цинкового покрытия составляет примерно 26 мкм в год, кадмиевого — 18 мкм в год.

В сельских районах скорость коррозии цинкового покрытия составляет 1 мкм в год, кадмиевого — 1,2 мкм в год. В приморских районах скорость коррозии кадмиевых и цинковых покрытий, удаленных на 1000 м от уровня моря, примерно равна 1,5—2 мкм в год.

В промышленных районах цинковое покрытие защищает сталь от коррозии лучше, чем кадмиевое, примерно в 2 раза (скорость коррозии цинкового покрытия 2,5—5 мкм в год, кадмиевого — 5—10 мкм в год).

Скорость коррозии цинковых покрытий в тропических приморских условиях на расстоянии 1000 м от моря и более не превышает 0,5 мкм в год, что примерно соответствует скорости коррозии в районах г. Звенигорода [1].

Сравнительные испытания цинковых и кадмиевых покрытий, проведенные ВЭИ во влажной атмосфере, насыщенной SO₂, продолжительностью 40 суток показали, что поверхность цинка покрылась только легкой пленкой продуктов коррозии, а на поверхности кадмированных образцов продукты коррозии были в виде белых густок, причем само кадмиевое покрытие местами полностью разрушилось [3, 4, 5].

Результаты работ ЦНИИ Металлохимзащиты [2] показывают, что цинковое покрытие хорошо защищает стальные изделия от коррозионного действия бензина. В этом случае эффективность защиты цинковым покрытием значительно выше, чем кадмиевым. Цинковое покрытие с последующим хромированием для защиты стальных деталей от коррозии широко применяется за рубежом.

В ГДР (согласно нормам ИКАН270) в изделиях электрооборудования и осветительной аппаратуры в качестве защитного покрытия стальных деталей, в том числе деталей винтовых соединений, применяется цинковое покрытие с последующим хромированием толщиной 6—12 мкм.

Итальянская фирма ФИАТ при изготовлении изделий автотракторного электрооборудования и приборов в качестве защитных покрытий стальных деталей применяет цинкование и кадмирование, независимо от назначения автомобилей.

Рассмотрев литературные данные, можно констатировать, что кадмиевое покрытие в сравнении с цинковым имеет преимущественно по защитным свойствам только в условиях непосредственного контакта с морской водой. В промышленных районах цинк защищает от коррозии лучше, чем кадмий [4, 5]. Во всех остальных условиях эксплуатации цинковое и кадмиевое покрытия обладают равноценными защитными свойствами.

Проведенный анализ отечественных и зарубежных исследований позволил составить конкретную программу сравнительных испытаний деталей автотракторного электрооборудования для экспериментального подтверждения равноценности кадмиевых и цинковых покрытий.

Опытные образцы деталей, изготовленные по разработанным рекомендациям и действующим ТУ, для защиты стальных деталей имели кадмиевые и цинковые покрытия. Толщина цинковых и кадмиевых покрытий была выбрана в соответствии с требованиями чертежей и технической документацией, действующих на заводах для изделий обычного исполнения (для умеренного климата), т. е. резьбовые, крепежные и мелкие детали с площадью покрытия до 4 см² — 6 мкм, другие детали — 12—15 мкм.

Одновременно было проверено несколько частных предложений, например, наконечники проводов и другие токоведущие детали из меди, из медных сплавов, подвергающиеся пайке методом погружения в расплавленное олово предварительно лудились без оплавления. Детали, имеющие цинковое покрытие с многослойным лакокрасочным покрытием, окрашивались одним слоем эмали по слою грунта.

Камерным испытаниям подвергались все базовые типы изделий заводов отрасли, отдельные узлы и детали серийного производства и опытные образцы изделий, изготовленные по разработанным рекомендациям, а именно: генераторы, стартеры, распределители, катушки зажигания, магнето, щетки приборов, амперметры, датчики давления масла, манометры, стеклоочистители, реле-регуляторы, звуковые сигналы, антенны, реле стартера, выключатели, фары, подфарники, патроны ламп и др.

Перечисленные образцы изделий подвергались испытаниям на теплоустойчивость, холодоустойчивость, пылезащищенность, брызгозащищенность, на воздействие солнечной радиации и воздействие повышенной влажности, как наиболее жесткого условия испытания, позволяющего оценить стойкость защитных покрытий.

Испытания изделий на влагоустойчивость проводились в стационарной тепловлагокамере ТВКС. Регулировка и контроль режима работы камеры осуществляются электронным автоматическим мостом типа ЭМД-212.

Перед испытанием проверялся режим работы камеры аспирационным психрометром (ГОСТ 6353—52). Контрольные параметры изделий проверялись на универсальном стенде типа СИ-968 и на специальных стендах, изготовленных в НИИАвтоприборов. Измерения параметров проводились приборами класса 0,5. Обороты вращения якоря генератора и стартера, валика распределителя и др. измерялись тахометром типа ТЭ-205.

Экспериментальные исследования деталей автотракторного электрооборудования, изготовленных по разработанным рекомендациям, проводились по методике ТУ 029002—67 (изготовление деталей автотракторного, мотоциклетного, велосипедного электрооборудования и приборов, поставляемых в страны с тропическим климатом).

Длительность камерных испытаний составляла: для деталей, устанавливаемых снаружи автомобиля, — 56 суток (циклов), для деталей, устанавливаемых под капотом, в кабине, кузове, — 21 сутки (циклов).

В каждом цикле испытаний температура воздуха в камере вначале повышалась до 40°C и автоматически поддерживалась на этом уровне в течение 12 ч, после чего понижалась к концу цикла до 29—30°C. Относительная влажность в камере поддерживалась постоянно на уровне 95—98%. Скорость движения воздуха в камере составляла 1—3 м/с.

По истечении срока испытания изделий измерялись их параметры, а затем изделия разбирали и осматривали. Контрольные параметры снимались не позднее чем через 15 мин после выемки изделий из камеры.

Проведенные испытания на влагоустойчивость не повлияли на электрические параметры изделий. Характеристики образцов после испытаний практически не изменились (в некоторых случаях изменились незначительно) и находились в пределах норм технических условий или ГОСТа.

Исследования изделий автотранспортного электрооборудования, проведенные в НИИАвтоприборов, показали, что цинковые и кадмиевые покрытия стальных деталей с последующим хромированием примерно равноценны по защитным свойствам.

После испытаний длительностью 21 и 56 суток цинковое и кадмиевое покрытие с последующим хромированием существенно не изменяют своего состояния. В местах повреждения пассивной пленки, как на кадмиевом покрытии, так и на цинковом, наблюдаются в одинаковой степени продукты коррозии: кадмиевого покрытия в виде темных пятен, цинкового — в виде порошкообразного налета. Детали, имеющие цинковое покрытие с последующей однослойной окраской эмалью по слою

грунта, также после испытаний не изменяют своего состояния.

Таким образом, для защиты от коррозии стальных деталей в электрооборудовании тропического исполнения возможно и экономически целесообразно применять цинковое покрытие с хромированием. Применение цинка вместо кадмия в качестве защитного покрытия позволяет сэкономить около 400 тыс. руб. Возможно снижение количества слоев лакокрасочных покрытий, наносимых на предварительно оцинкованную поверхность корпусов генераторов и стартеров и других деталей, до одного слоя эмали по грунту вместо трех—четырех слоев эмали по двум слоям грунта. Допускается применение лужения без последующего сплавления для наконечников проводов из меди и медных сплавов, подвергающихся пайке методом погружения в расплавленное олово. Также допускается применение медной секции якоря стартера без покрытия оловом и серноокислого анодирования с наполнением хромиком для защиты корпусов транзисторных коммутаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Розенфельд И. Л. Атмосферная коррозия. Изд-во АН. 1960.
2. Усов В. В., Кудрявцев А. Т. — «Вестник электропромышленности», 1964, № 3.
3. Лайнер В. И., Кудрявцев А. Т. Основы гальваностегии. Металлургиздат, 1953.
4. Беляев П. П., «Коррозия и борьба с ней», 1940, № 2.
5. Гуревич Я. Б. — «Коррозия и борьба с ней», 1939, № 5—6.

УДК 629.113.012.8

Исследование колебаний автомобиля при переезде неровностей на режимах торможения или разгона

Канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт им. Кирова

В ЗАВИСИМОСТИ от того, с какой интенсивностью происходит торможение или разгон автомобиля, на каком расстоянии от неровности пути начался процесс торможения или разгона, какова скорость в начале торможения или разгона, характер колебаний его при наезде на неровность изменяется.

Рассмотрим один из наиболее простых случаев — неустановившееся движение двухосного автомобиля, т. е. при торможении и одновременном переезде через синусоидальную единичную неровность. Схема движения и колебаний автомобиля приведены на рис. 1. Для упрощения задачи временем реакции водителя и временем срабатывания тормозного привода пренебрегаем.

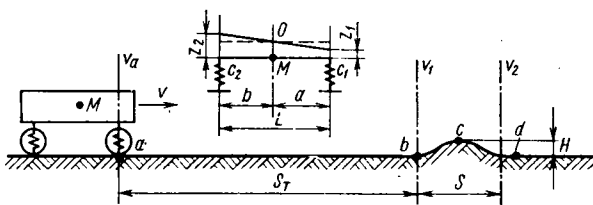


Рис. 1. Схема движения автомобиля

К автомобилю, имеющему скорость v_a , прикладывается тормозное усилие в момент прохождения передними колесами точки a .

Скорость v_1 , с которой автомобиль въезжает на неровность, согласно теории торможения, в случае обеих тормозных осей и максимального тормозного усилия, может быть определена (при $j_T = g\varphi = \text{const}$) по формуле

$$v_1 = \sqrt{v_a^2 - S_T 2g \varphi}, \quad (1)$$

где φ — коэффициент сцепления.

В процессе переезда неровностей при торможении или раз-

гоне скорость движения автомобиля постоянно изменяется, а это значит, изменяется и частота $\omega_{н}$ возмущающей силы, т. е.

$$\omega_{н} = \frac{2\pi}{S} \left(v_1 \mp \frac{j_T t}{2} \right). \quad (2)$$

Во время торможения автомобиля при длине полуволны синусоиды, равной S , и начальной скорости v_1 , с которой передние колеса достигают начала неровности, возмущающая функция имеет вид

$$q = H \sin \frac{\pi}{S} \left(v_1 - \frac{j_T t}{2} \right) t, \quad (3)$$

где H — высота неровности пути.

По уравнению (3) при $S=1$ м, $H=20$ см, $\varphi=0,5$, $v_1=4$ м/с и $j_T=4,9$ м/с² определена функция воздействия, показанная на рис. 2 (кривая 1). Для сравнения на этом же рисунке показана кривая 2 для случая $v_1=v=\text{const}$ ($j_T=0$).

Как видно из рисунка, кривая 1 вытягивается в сторону замедления хода автомобиля. Сравнив кривые 1 и 2, видим, что до значения $\frac{S}{2}$ они различаются незначительно, однако при проезде расстояния S различие между ними уже велико.

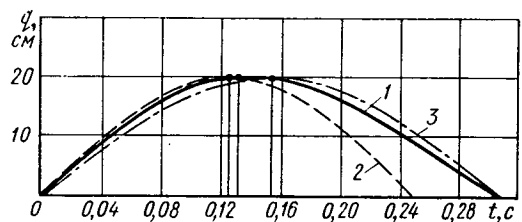


Рис. 2. Функции воздействия при разных замедлениях:

1 — $j_T = 4,9$ м/с², $v_1 = 4$ м/с; 2 — $j_T = 0$, $v_1 = v = 4$ м/с; 3 — $j_T = 0$, $v_1 = v_{cp}$

Различие во времени окончания проезда неровности зависит в большой степени от скорости v_1 . Так, при $v_1=7,13$ м/с время проезда неровности составляет 0,005 с, при $v_1=6$ м/с оно равно 0,015 с и при $v_1=4$ м/с — составляет 0,05 с. Если считать кривую l за симметричную (ненскаженную) полуволну синусоиды, то тогда q может быть записано в виде

$$q = H \sin \frac{\pi v_{cp}}{S} t = H \sin \omega t, \quad (4)$$

где

$$v_{cp} = \frac{S}{t_n}.$$

Время t_n проезда неровности, полученное из уравнения движения автомобиля при торможении:

$$t_n = \frac{v_1}{J_T} - \sqrt{\left(\frac{v_1}{J_T}\right)^2 - \frac{2S}{J_T}}. \quad (5)$$

Функция $q=f(t)$, построенная по уравнению (4), показана на рис. 2 (кривая 3). Сравнение кривых l и 3 показывает, что расхождение между ними невелико и составляет по ординатам максимум 6—7%, причем чем больше скорость v_1 и чем меньше длина неровности, тем указанное расхождение меньше.

По изложенной методике был проведен обширный анализ синусоидальных возмущающих функций при различных вариантах исходных параметров, что дало основание на режимах торможения (разгона) принимать функцию воздействия в соответствии с уравнением (4) из условия постоянной скорости v_{cp} .

Рассмотрим переезд через неровность колес передней оси автомобиля. Схема колебаний автомобиля в продольной вертикальной плоскости показана на рис. 1. Подвеска принята линейной. Спротивления колебаниям, а также неподрессоренные массы не учитываем [1].

Вертикальные и продольно-угловые колебания автомобиля описываются двумя дифференциальными уравнениями [1] следующего вида:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 + \eta_1 \ddot{z}_2 &= c_1 q; \\ \eta_2 \ddot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 + \eta_1 \ddot{z}_1 &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$\omega_1^2 = \frac{c_1}{M_1}; \quad \eta_1 = \frac{M_3}{M_1}; \quad \omega_2^2 = \frac{c_2}{M_1}; \quad \eta_2 = \frac{M_2}{M_1};$$

c_1 и c_2 — вертикальные жесткости передней и задней подвесок автомобиля;

M_1, M_2, M_3 — приведенные массы [1].

В результате применения способа разложения по собственным формам колебаний [2] система уравнений (6) сведена к двум следующим независимым уравнениям относительно неизвестных f_1 и f_2 :

$$\begin{aligned} \ddot{f}_1 + p_1^2 f_1 &= \frac{c_1 H}{M_1 (1 + \eta_2 \chi_{21}^2 + 2\chi_{21} \eta_1)} \sin \omega t = F_1 \sin \omega t; \\ \ddot{f}_2 + p_2^2 f_2 &= \frac{c_1 H}{M_1 (1 + \eta_2 \chi_{22}^2 + 2\chi_{22} \eta_1)} \sin \omega t = F_2 \sin \omega t, \end{aligned} \quad (7)$$

где p_1, p_2 — частоты собственных колебаний системы [1];

$$\chi_{21} = \frac{\eta_1 p_1^2}{\omega_2^2 - p_1^2 \eta_2}, \quad \chi_{22} = \frac{\eta_1 p_2^2}{\omega_2^2 - p_2^2 \eta_2} \text{ — коэффициенты}$$

связи.

Неизвестные f_1 и f_2 связаны с обобщенными координатами соотношениями

$$\begin{aligned} z_1 &= f_1 + f_2; \\ z_2 &= f_1 \chi_{21} + f_2 \chi_{22}. \end{aligned} \quad (8)$$

Стационарная часть решения уравнения (7) имеет вид [2]

$$f_1 = \frac{F_1}{p_1^2 - \omega^2} \sin \omega t; \quad f_2 = \frac{F_2}{p_2^2 - \omega^2} \sin \omega t.$$

Тогда при помощи соотношений (8) получаем следующее решение вынужденных колебаний системы:

$$\begin{aligned} z_1^\omega &= \left(\frac{F_1}{p_1^2 - \omega^2} + \frac{F_1}{p_2^2 - \omega^2} \right) \sin \omega t; \\ z_2^\omega &= \left(\frac{F_1 \chi_{21}}{p_1^2 - \omega^2} + \frac{F_2 \chi_{22}}{p_2^2 - \omega^2} \right) \sin \omega t. \end{aligned} \quad (9)$$

Как видно из уравнений (9), наиболее неблагоприятным будет случай, когда одна из частот собственных колебаний системы совпадает с частотой воздействия ω , т. е. $p_1 = \omega$ или $p_2 = \omega$.

Резонансные значения скорости v_{cp} могут быть определены по формулам:

при $p_1 = \omega$

$$v_{cp}^I = \frac{p_1 S}{2\pi};$$

при $p_2 = \omega$

$$v_{cp}^{II} = \frac{p_2 S}{2\pi}.$$

Из выражений (10) можно найти путь S_T , при котором система будет входить в резонанс при переезде передней осью неровности пути. Путь $S_T^{рез}$ находим по формуле

$$S_{T1,2}^{рез} = \frac{4\pi^2 v_a^2 - p_{1,2}^2 S^2}{8g \varphi \pi^2}. \quad (11)$$

Ввиду того, что рассматривается переезд через единичную неровность, необходимо обратить внимание на переходный процесс, когда собственные колебания системы еще не затухли и накладываются на вынужденные.

При этом при нулевых начальных условиях будем иметь [2]

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{F_1}{(p_1^2 - \omega^2)} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{p_1} \sin p_1 t \right); \\ f_2 &= \frac{F_2}{(p_2^2 - \omega^2)} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{p_2} \sin p_2 t \right), \end{aligned} \quad (12)$$

откуда получаем

$$z_1 = z_1^\omega + z_1^p; \quad z_2 = z_2^\omega + z_2^p, \quad (13)$$

где

$$\begin{aligned} z_1^p &= -\frac{F_1}{p_1^2 - \omega^2} \cdot \frac{\omega}{p_1} \sin p_1 t - \frac{F_2}{p_1^2 - \omega^2} \cdot \frac{\omega}{p_2} \sin p_2 t; \\ z_2^p &= -\frac{F_2}{p_1^2 - \omega^2} \cdot \frac{\omega}{p_1} \chi_{21} \sin p_1 t - \frac{F_2}{p_2^2 - \omega^2} \times \\ &\quad \times \frac{\omega}{p_2} \chi_{22} \sin p_2 t. \end{aligned}$$

Для примера по изложенной методике были вычислены реакции z_1 и z_2 для автомобиля, имеющего следующие основные параметры: $M=17$ кгс·с²/см; $\rho=301$ см; $c_1=953$ кгс/см; $c_2=1934$ кгс/см; $a=516$ см; $L=860$ см; $h_c=1,5$ м. При $v_a=10$ м/с, $S=1$ м и $\varphi=0,5$ путь $S_T^{рез}$ составляет $S_{T1}^{рез} = 9,75$ м; $S_{T2}^{рез} = 9,33$ м.

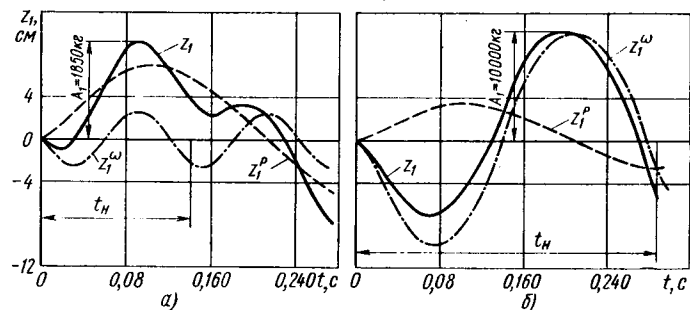


Рис. 3. Реакции z_1 системы при переезде через неровность: а — $S_T=5$ м; б — $S_T=9$ м

Таким образом, если торможение началось на расстоянии 9,75 и 9,33 м от неровности, то при наезде передней оси автомобиля на неровность система попадает в резонанс.

На рис. 3 показаны функции z_1^0 , z_1^p и суммарные функции z_1 при $S_T=5$ и 9 м.

Из приведенных рисунков видно, что характер переходного процесса в большой степени зависит от колебаний, происходящих с частотами p_1 и p_2 . Особенно это заметно при $S_T=5$ м (рис. 3, а). Так, если амплитуда z_1^0 в этом случае равна 2,5 см, то при учете колебаний с частотами p_1 и p_2 максимальная амплитуда суммарной реакции z_1 становится уже 9,3 см, что соответствует нагрузке на ось 8850 кг.

При $S_T=9$ м эта разница заметна меньше не только ввиду значительно больших амплитуд z_1^0 над z_1^p , но и из-за различия в фазах.

Так же подсчитана суммарная деформация упругого элемента задней оси автомобиля при переезде через неровность при $S_T=9$ м.

Коэффициенты динамичности K_d^z составляют:

$$\text{при } S_T = 5 \text{ м } K_d^{z_1} = 1,28, K_d^{z_2} = 0,53;$$

$$\text{при } S_T = 9 \text{ м } K_d^{z_1} = 1,45, K_d^{z_2} = 2,05.$$

Однако этими коэффициентами динамичности не учитывается изменение нагрузки на оси автомобиля вследствие ее перераспределения при торможении или при разгоне. Если в момент переезда неровности усилие с тормозной педали не снимается, то полная реакция будет находиться суммированием перемещения от постоянной силы $\frac{G_\Phi h_c}{L}$ и функции $z_1(t)$. В приведенном примере коэффициенты динамичности для передней оси составят: 1,50 при $S_T=5$ м и 1,67 при $S_T=9$ м.

При нажатии на тормозную педаль в непосредственной близости от неровности собственные колебания системы, возникающие при возрастании тормозной силы, не успевают затухнуть и дополнительно накладываются на колебания, возникающие при проезде неровности.

Степень влияния указанного наложения зависит от амплитуды собственных колебаний, обусловленных возрастанием тормозной силы, собственных частот и момента нажатия на тормоз.

С целью подтверждения предлагаемых расчетов были выполнены опыты для двухосного автомобиля со следующими параметрами: $M=18,6$ кгс·с²/см; $c_1=450$ кгс/см; $c_2=532$ кгс/см; $a=261$ см; $L=561$ см; $h_c=181$ см.

При экспериментальных заездах осуществлялся переезд через синусоидальную единичную неровность высотой 10 см и длиной 1,5 м. Опытные данные подтверждают расчетные предположения и принятые допущения.

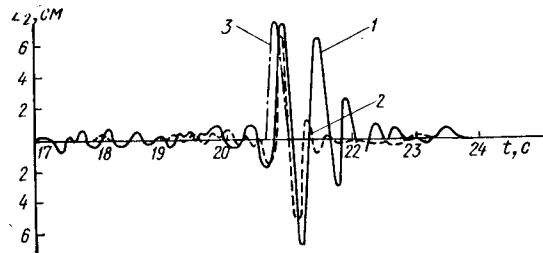


Рис. 4. Деформация рессор задней оси системы:

1 — $v = 10$ км/ч, $j = 0,24$ м/с²; 2 — $v = 10$ км/ч, $j = 0$;
3 — (расчетная) $v_1 = 10$ км/ч, $j = 0,24$ м/с²

На рис. 4 приведена экспериментальная запись деформации рессор задней оси (кривая 1) при переезде через неровность при разгоне ($j=0,24$ м/с²). Скорость наезда на неровность равнялась 10 км/ч. Кривая 2 соответствует равномерному движению ($j=0$) с той же скоростью. Сравнение данных графиков указывает на существенную разницу перемещений z_2 при установившемся и при неустановившемся движении. Так, при $v = \text{const}$, $z_{2\text{max}} = 7,5$ см, а при $v \neq \text{const}$ $z_{2\text{max}} = 6,5$ см и др. (рис. 4).

На этом же рисунке приведена кривая 3, полученная расчетным путем. Кривая 1 и кривая 3 несколько различаются. По максимальному отклонению эта разница составляет 0,7 см, т. е. 9,3%.

Таким образом, данные эксперимента подтверждают существенное различие колебаний системы при установившихся и неустановившихся режимах движения, которое требует учета.

Проведенные исследования указывают на необходимость расчета переходных процессов при оценке нагрузок на оси автомобиля от переезда неровностей как при установившихся, так и при неустановившихся режимах движения. Значительное влияние также на нагруженность осей оказывает время начала торможения или разгона и величина тормозных сил.

Данный способ расчета может быть применен также и для нескольких периодических неровностей. В этом случае последовательно для каждой из неровностей определяется скорость $v_{ср}$ и вычисленные для каждой скорости реакции системы суммируются по времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
2. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний, Машгиз, 1957.

УДК 629.113-592-1

Определение параметров скоростной фрикционной характеристики тормозов автомобиля

Канд. техн. наук А. Ф. МАЩЕНКО, Р. А. МЕЛАМУД, НГУЕН ХЫУ КАН

Московский автомобильно-дорожный институт, Московский автозавод им. Лихачева

ПРИ РАСЧЕТАХ систем автоматического регулирования тормозных сил автомобиля необходимо располагать передаточными функциями или характеристиками тормозов автомобиля, определяющими значения комплексных параметров эффективности тормозов в зависимости от скорости, давления, температуры и др. В частности, необходима аналитическая форма представления экспериментальных данных, характеризующих эффективность тормозов в условиях переменного скоростного и силового режимов работы при дорожных и стендовых испытаниях.

Аппроксимация опытных данных осуществляется семейством скоростных характеристик, каждая из которых выражает изменение вероятного значения действительного передаточного отношения тормоза s_d или эквивалентного коэффициента трения тормоза μ_0 [1] в зависимости от скорости начала торможения v_a при фиксированном давлении в приводе тормозов. Скоростные характеристики определяются для «холод-

ных» тормозов в режиме единичного торможения с определенной начальной скорости до остановки. В расчет вводятся средние значения передаточного отношения s_d или соответствующие значения коэффициента μ_0 за время торможения при установившемся давлении в приводе. Переменная скорость скольжения, а также переменная температура тормоза за цикл торможения являются неявными факторами, влияющими на среднюю величину s_d или μ_0 . Среднее значение s_d определяет установившееся замедление автомобиля.

Скоростные характеристики тормозов выражаются трехкомпонентными функциями

$$s_d(v) = (A + Bv^\alpha) e^{-cv} + D, \quad (1)$$

где A , B , C и D — коэффициенты, вычисляемые по опытным данным для определенных давлений в приводе;

v — скорость скольжения в начале торможения в м/с;
 α — степень, зависящая от условий испытаний.

Аналогичный вид имеют скоростные фрикционные характеристики тормозов $\mu_3 = \mu(v)$, отличающиеся значением коэффициентов (a, b, c и d). В основу этой функции положен обобщенный закон сухого трения И. В. Крагельского [2]. Функция (1) обладает высокой избирательной способностью и достаточно хорошо описывает данные испытаний тормозов в широком диапазоне изменения скорости и давления.

Рассмотрим общую методiku определения коэффициентов функции вида (1) для $\alpha = \text{const}$ и примеры использования при $\alpha = 1$ и $\alpha = 2$. В процессе разработки методики расчета коэффициентов применен принцип наименьших квадратов.

Сумма квадратов отклонений опытных данных от теоретической кривой будет равна [3].

$$U = \sum_{i=1}^n \left(a e^{-cv_j} + b v_j^\alpha e^{-cv_j} + d - \mu_{3i} \right)^2, \quad (2)$$

где μ_{3i} — эквивалентные коэффициенты трения тормоза, получаемые при эксперименте для данной скорости v_j соответственно значению $c_{\mu i}$.

Беря частные производные по четырем параметрам и приравняв их нулю: $\frac{\partial U}{\partial a} = 0, \frac{\partial U}{\partial b} = 0, \frac{\partial U}{\partial c} = 0$ и $\frac{\partial U}{\partial d} = 0$,

получим систему уравнений для определения искомого коэффициентов a, b, c, d , которые доставляют наименьшее значение функции U по уравнению (2). Однако это будет система нелинейных уравнений, точное решение которых невозможно без использования метода последовательного приближения. Прежде всего выделяется система трех уравнений, содержащих четыре параметра

$$\left. \begin{aligned} aE + bF + dG &= H; \\ aF + bI + dK &= L; \\ aG + bK + dn &= M, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где

$$\left. \begin{aligned} E &= \sum_{j=1}^m n_j e^{-2cv_j}; & F &= \sum_{j=1}^m n_j v_j^\alpha e^{-2cv_j}; \\ G &= \sum_{j=1}^m n_j e^{-cv_j}; & H &= \sum_{j=1}^m e^{-cv_j} \sum_{i=1}^{n_j} \mu_i; \\ I &= \sum_{j=1}^m n_j v_j^{2\alpha} e^{-2cv_j}; & K &= \sum_{j=1}^m n_j v_j^\alpha e^{-cv_j}; \\ L &= \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^{n_j} v_j^\alpha e^{-cv_j} \mu_i; \\ M &= \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^{n_j} \mu_i; & n &= \sum_{j=1}^m n_j. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Суммирование по i осуществляется от 1 до n_j в каждой группе, а по j — от 1 до m ; при этом i — число точек в группе соответственно скорости v_j ; $j=1, 2, 3, \dots, m$; m — число групп точек (число значений скорости при испытаниях).

При выбранном значении коэффициента c , определяющем значение коэффициентов E, F, G, \dots по формулам (3), система уравнений (3) решается как система линейных уравнений.

Общая правильность решения для данных коэффициентов a, b, c, d проверяется по четвертому уравнению частных производных:

$$a^2B + 2abN + adP + b^2D + bdW - aQ - bT = 0, \quad (4)$$

где

$$B = \sum_{j=1}^m n_j v_j e^{-2cv_j}; \quad W = \sum_{j=1}^m n_j v_j^{\alpha+1} e^{-cv_j};$$

$$\begin{aligned} N &= \sum_{j=1}^m n_j v_j^{\alpha+1} e^{-2cv_j}; & Q &= \sum_{j=1}^m \left(v_j e^{-cv_j} \sum_{i=1}^{n_j} \mu_i \right); \\ P &= \sum_{j=1}^m n_j v_j e^{-cv_j}; & T &= \sum_{j=1}^m v_j^{\alpha+1} e^{-cv_j} \sum_{i=1}^{n_j} \mu_i; \\ D &= \sum_{j=1}^m n_j v_j^{2\alpha+1} e^{-2cv_j}. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнения (3) и (4) решаются для ряда последовательных значений коэффициента c , взятых с определенным шагом. Значение c , при котором удовлетворяется условие (4), является искомой величиной системы уравнений. Точность решения, при которой неравенство нулю левой части уравнения, составляющей 0,01%, является практически достаточным.

При ограниченном диапазоне или числе расчетных значений скорости возможно несколько сочетаний коэффициентов a, b, c, d , дающих результат, близкий к нулю. Различия в величинах μ_3 , подсчитанных для определенной скорости (в пределах расчетного интервала скоростей), по таким сочетаниям коэффициентов обычно не превышают 0,001—0,002.

После определения коэффициентов вычисляются необходимые числовые характеристики рассматриваемой случайной величины (c_{μ} или μ_3): среднее квадратичное отклонение, корреляционное отношение и др.

Для сокращения объема вычислений и получения близких исходных значений коэффициента c на участке монотонного протекания кривой можно предварительно выбирать этот коэффициент. Приблизительно для каждой пары значений скорости определяется коэффициент c соотношением

$$c \approx \frac{\ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^\alpha \frac{A_1}{A_2}}{v_2 - v_1}; \quad c \approx \frac{\ln \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^\alpha \frac{A_2}{A_3}}{v_3 - v_2}, \quad (5)$$

где $A_1 = \bar{\mu}_1 - d; A_2 = \bar{\mu}_2 - d; \dots$; при этом $\bar{\mu}_1, \bar{\mu}_2, \dots$

средние арифметические значения эквивалентных коэффициентов трения в каждой группе точек, соответственно скорости v_1, v_2, \dots

Первоначальное значение коэффициента d из условия положительной величины коэффициентов a, b, c, d определяется уравнением

$$(R - S) d^2 - [R(\bar{\mu}_1 + \bar{\mu}_2) - S(\bar{\mu}_2 + \bar{\mu}_3)] d + R\bar{\mu}_1\bar{\mu}_2 - S\bar{\mu}_2\bar{\mu}_3 = 0, \quad (6)$$

где $R = \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^\alpha$ и $S = \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^\alpha$.

В качестве исходного коэффициента d принимается один из корней этого уравнения, обычно меньший, чем нижнее значение эквивалентного коэффициента трения μ_j .

Для примера приведем расчет характеристики тормоза по начальным данным, эквивалентный коэффициент трения μ_3 которого выражен на рис. 1 совокупностью точек только для одного давления $p = 6$ кгс/см². Среднее арифметическое значение коэффициентов μ_3 для этого давления приведено в табл. 1 (на графике рис. 1 эти значения отмечены кружком).

Таблица 1

Скорость начала торможения		Среднее арифметическое значение эквивалентного коэффициента трения $\bar{\mu}_3$
v_j	в м/с	
1	3,57	0,311
2	5,95	0,291
3	8,33	0,253
4	10,71	0,208

Соответственно данным табл. 1 составляется одно уравнение (6) для $R = 2,33$ и $S = 1,80$. Корни этого уравнения: $d_1 = 0,357$ и $d_2 = 0,110$; выбираем $d = 0,11$ из условия $d < \bar{\mu}_4$ и определяем значения вспомогательных параметров: $A_1 = 0,201, A_2 = 0,181, A_3 = 0,143$ и $A_4 = 0,098$. Наименьшее значение коэффициента c по уравнениям (5) составляет 0,232; для расчета

принимается $c=0,23$ и по уравнениям (3') и (4') определяют коэффициенты E, F, G, \dots с учетом всех опытных точек, соответствующих давлению $p=6 \text{ кг/см}^2$. Решая систему уравнений (3), находим коэффициенты a, b и d . Первая проверка по уравнению (4) дает расхождение, равное $\delta=0,147$. Изме-

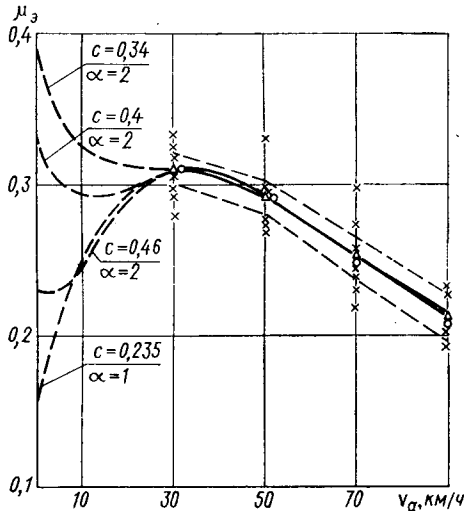


Рис. 1. Скоростные фрикционные характеристики тормоза при различных значениях параметров c и α

нив коэффициент c на 0,005 и выполнив аналогичные расчеты для $c=0,235$, получим расхождение δ , равное 0,000; при этом $a=0,05413, b=0,11905$ и $d=0,10347$. Скоростная фрикционная характеристика тормоза для давления $p=6 \text{ кг/см}^2$ в интервале скоростей $v_1-v_2=3,57-10,71$ при $\alpha=1$ получает выражение $\mu_z(v) = (0,05413 + 0,11905v) e^{-0,235v} + 0,10347$.

Теоретические точки этой характеристики отмечены на рис. 1 треугольниками. В данном случае расчетные точки, полученные методом наименьших квадратов, оказались достаточно близкими к точкам среднеарифметического значения опытных данных. На графике отмечены также границы доверительного интервала с вероятностью 0,9.

Аналогичным образом определяются коэффициенты скоростной фрикционной характеристики тормоза при других давлениях. Результаты расчета на ЭЦМ приведены в табл. 2, а на рис. 2 показаны графики этих характеристик.

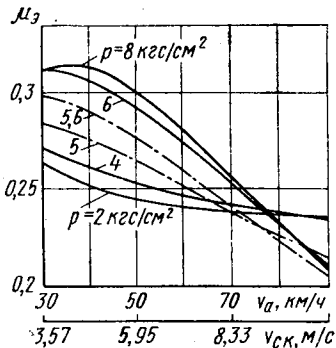


Рис. 2. Скоростные фрикционные характеристики переднего тормоза с накладками на смоляном связующем автомобиля ЗИЛ-130 при давлениях 2, 4, 6 и 8 кг/см² (стендовые испытания)

Значения коэффициентов a, b, c, d при различных давлениях позволяют построить графики изменения этих параметров (рис. 3), пользуясь которыми можно приближенно определять промежуточные скоростные характеристики; две теоретические характеристики (для $p=5 \text{ кг/см}^2$ и $p=5,6 \text{ кг/см}^2$) показаны на рис. 2 штрих-пунктирными линиями.

Таблица 2

Давление в приводе в кг/см ²	Предварительно выбранные коэффициенты		Коэффициенты, рассчитанные по методу наименьших квадратов				Корреляционное отношение $\eta_{\mu/v}$
	c	d	a	b	c	d	
2	0,36	0,23	0,11059	0,00066	0,380	0,23301	0,502
4	0,28	0,20	0,08538	0,01190	0,285	0,22413	0,685
6	0,23	0,11	0,05431	0,11905	0,235	0,10347	0,853
8	0,23	0,098	0,01252	0,14807	0,230	0,07217	0,915

В табл. 2 приведены также значения выборочного корреляционного отношения $\eta_{\mu/v}$, выражающего силу связи эквивалентного коэффициента трения тормоза μ_z и скорости v начала торможения. Коэффициент $\eta_{\mu/v}$ равен отношению межгруппового квадратного отклонения к общему среднему квадратичному отклонению случайной величины μ_z . В данном примере при сильном торможении (давление в приводе 8—6 кг/см²) эта связь практически полная ($\eta_{\mu/v} = 0,91 \pm 0,85$); по мере уменьшения давления в приводе до 4—2 кг/см² связь ослабевает, оставаясь достаточно высокой ($\eta_{\mu/v}$ более 0,5).

В ряде случаев при обработке данных испытаний тормозов отмечается наличие двух перегибов кривой средних значений передаточного отношения c_d или эквивалентного коэффициента трения тормоза μ_z при переходе от малых к средним скоростям начала торможения. Для описания одним уравнением скоростной характеристики тормоза в широком интервале скоростей возможно использование функции (1) с показателем степени, отличным от 1.

В табл. 3 приведены расчетные данные коэффициентов a, b, c, d для давления $p=6 \text{ кг/см}^2$ при $\alpha=2$ с шагом 0,06 изменения коэффициента c , а на рис. 2 — соответствующие кривые экстраполированы за пределы опытных данных. В данном случае можно видеть, что в области средних и больших скоростей протекание кривых мало зависит от показателя степени α , а в области малых скоростей протекание кривых очень сильно изменяется в зависимости от степени α и коэффициента c . Если при $\alpha=1$ с уменьшением скорости все кривые идут вниз, то при $\alpha=2$ кривые могут иметь два экстремальных значения или монотонно возрастать, что согласуется с данными специальных исследований [4]. Возможно будет необходимо использовать дробные показатели степени α .

Таблица 3

Коэффициенты характеристик при $\alpha=2; p=6 \text{ кг/см}^2$				
c	a	b	d	δ
0,46	0,065726	0,051963	0,16952	-0,0017
0,40	0,18150	0,039626	0,14582	-0,0008
0,34	0,28514	0,031227	0,10772	-0,0002
0,28	0,41062	0,026511	0,035438	0,0000

Вид скоростных характеристик тормозов и их взаимное расположение по давлению в приводе зависит от фрикционных материалов, типа тормоза и др. В частности, при испытании тормоза, указанного выше в качестве примера, но с фрикционным материалом типа асбокаучуковой композиции, скоростные характеристики по давлению в приводе расположились противоположно тому, как показано на рис. 2.

В целом данные испытаний и теоретического анализа выявляют определенную зависимость эффективности тормозов автомобиля от скорости и давления. Предложенная методика показывает практическую пригодность эмпирической трехкомпонентной функции (1) для аппроксимации опытных данных и выявления некоторых закономерностей в изменении эффективности тормозов автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Машенко А. Ф. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.
2. Крагельский И. В. Трение и износ. М., изд-во «Машиностроение», 1968.
3. Румшицкий Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента. Справочное руководство. М., изд-во «Наука», 1971, с. 192.
4. Krügel M., Weber H. Der Kennwert von Radbremsen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. «Deutsche Kraftfahrzeugforschung und Strassenverkerstechnik». 1964. № 169. S. 1—24.

Исследование устойчивости движения автомобиля при торможении

Канд. техн. наук Г. М. КОСОЛАПОВ, Е. Н. СИДОРОВ

Волгоградский политехнический институт

ОСНОВНЫМИ показателями эффективности торможения автомобиля в настоящее время являются замедление, время и путь торможения [1]. При этом принимается, что автомобиль движется прямолинейно и с постоянным замедлением.

Однако можно наблюдать криволинейную траекторию движения автомобиля в процессе торможения даже с фиксированным в нейтральном положении рулевым колесом. Это объясняется тем, что при торможении в силу различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов неравномерно действуют тормозные моменты на отдельных колесах, в результате чего появляются разные по величине касательные реакции и возникает момент, поворачивающий автомобиль в горизонтальной плоскости. Движение автомобиля при этом становится неустойчивым, появляется возможность его заноса.

Поэтому представляется целесообразным оценить конечные параметры траектории заторможенного автомобиля и на базе этих параметров рассмотреть устойчивость движения и безопасность работы автомобильного транспорта.

Торможение автомобиля в зависимости от неравномерности действия тормозных моментов и в связи с этим разными величинами касательных, боковых и вертикальных реакций на колесах может происходить с различным сочетанием заблокированных и незаблокированных колес, так как в некоторых случаях мощности тормозного привода не хватает для их блокирования. Это существенно влияет на характер протекания торможения.

Процесс экстренного торможения двухосного автомобиля можно условно разбить на две стадии: динамическую и статическую.

В динамической стадии происходит нарастание тормозных сил на колесах автомобиля от нуля до максимальных значений, определяемых сцепными свойствами заблокированных колес или наибольшим давлением рабочего тела в тормозном приводе. Продолжительность динамической стадии зависит от конструкции привода, индивидуальных особенностей водителя, сцепных свойств колес с дорогой, и составляет в среднем 0,5 с [1].

Для динамической стадии торможения двухосного автомобиля возможны пять фаз протекания процесса: до момента блокирования одного из колес; после блокирования одного из колес; после блокирования двух колес; после блокирования трех колес; торможение со всеми заблокированными колесами.

Статическая стадия характеризует процесс торможения от момента окончания динамической стадии до полной остановки автомобиля.

В зависимости от неравномерности действия тормозных моментов, сцепных свойств колес с дорогой, начальной скорости торможения, усилия, приложенного водителем к тормозной педали, торможение автомобиля в динамической стадии может закончиться с сочетанием заблокированных колес, характерным для любой из фаз процесса. В статической стадии автомобиль движется с таким же сочетанием заблокированных колес.

Законы изменения сил и моментов (рис. 1), действующих на автомобиль в статической и в каждой фазе динамической стадии процесса торможения, существенно отличаются друг от друга.

При анализе влияния различных факторов на характер движения автомобиля в случае экстренного торможения с отключением двигателя можно пренебречь, как показали расчеты, силой сопротивления воздуха P_w , моментами сопротивления качению M_f , инерционными моментами незаблокированных колес и всех вращающихся вместе с ними частей автомобиля $M_{ин}$.

Положение автомобиля в пространстве определяется движением его центра масс (x, y) в неподвижной системе координат x, y, z и углом разворота продольной оси β (рис. 1). Для определения этих параметров необходимо составить дифференциальные уравнения движения в подвижной системе координат x_1, y_1, z_1 , жестко связанной с автомобилем:

$$\begin{aligned} m_a j_{0x} &= -X_1 - X_2; \\ m_a j_{0y} &= -Y_1 + Y_2; \end{aligned} \quad (1)$$

$$J_z \omega = M_1 + M_2 - Y_1 a - Y_2 b,$$

где

m_a — масса автомобиля;
 J_z — момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси, проходящей через его центр инерции;

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= X_1^п + X_1^л \\ X_2 &= X_2^п + X_2^л \end{aligned} \right\} \text{— касательные реакции, действующие на оси автомобиля;}$$

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= Y_1^п + Y_1^л \\ Y_2 &= Y_2^п + Y_2^л \end{aligned} \right\} \text{— боковые реакции, действующие на оси автомобиля;}$$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \frac{B}{2} (X_1^п - X_1^л) \\ M_2 &= \frac{B}{2} (X_2^п - X_2^л) \end{aligned} \right\} \text{— поворачивающие моменты, действующие на автомобиль;}$$

$$\left. \begin{aligned} j_{0x} &= (\dot{v} + v_y \omega) \\ j_{0y} &= (-\dot{v}_y + v \omega) \end{aligned} \right\} \text{— ускорение центра инерции соответственно в направлении продольной оси автомобиля и в направлении, перпендикулярном к ней [2];}$$

ω — угловая скорость разворота автомобиля;

v и v_y — скорость центра инерции соответственно в направлении продольной оси автомобиля и в направлении, перпендикулярном к ней;

a, b, B — конструктивные параметры автомобиля (индексы 1 и 2 обозначают переднюю и заднюю оси, п и л — правые и левые колеса).

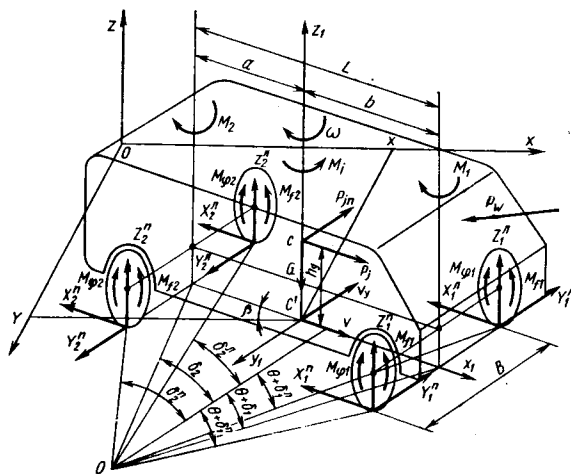


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

Для оценки параметров траектории движения автомобиля и решения системы дифференциальных уравнений (1) необходимо определить законы изменения сил и моментов, действующих на автомобиль в процессе торможения.

Принимая равномерным закон нарастания давления p в тормозном приводе, можно для заблокированных колес записать следующие выражения касательных реакций: в динамической стадии

$$X_1^{n, n} = k_1^{n, n} n i_p i_2 t_d; \quad (2)$$

$$X_2^{n, n} = k_2^{n, n} n i_2 t_d; \quad (3)$$

в статической

$$X_1^{n, n} = k_1^{n, n} p_{\max} i_p i_2; \quad (4)$$

$$X_2^{n, n} = k_2^{n, n} p_{\max} i_2, \quad (5)$$

где n — коэффициент, характеризующий интенсивность возрастания давления в тормозном приводе;
 t_d — время от начала торможения;
 i_p — конструктивное соотношение тормозных усилий между колесами передней и задней осей;
 i_2 — коэффициент, характеризующий передаточное число тормоза задней оси [3], площадь тормозного цилиндра (камеры), отношение радиусов тормозного барабана и колеса автомобиля;

$k_1^{n, n}$ и $k_2^{n, n}$ — коэффициенты, количественно определяющие в силу различных конструктивных, технологических и эксплуатационных причин снижения расчетных тормозных моментов, действующих на колесах автомобиля.

Величины боковых реакций Y на заблокированных колесах автомобиля можно определить по известной зависимости

$$Y = k_y \operatorname{tg} \delta \approx k_y \delta, \quad (6)$$

где k_y — коэффициент сопротивления боковому уводу колеса;

δ — здесь угол увода.

Наличие продольного и поперечного ускорений приводит к перераспределению вертикальных нагрузок как вдоль продольной оси автомобиля, так и в перпендикулярном направлении к ней. При этом вертикальные реакции Z можно представить в следующем виде:

$$Z_1^i = m_1 - k(\dot{v} + v_y \omega) \pm s_{1kp}(-\dot{v}_y + v \omega); \quad (7)$$

$$Z_2^i = m_2 + k(\dot{v} + v_y \omega) \pm s_{2kp}(-\dot{v}_y + v \omega), \quad (8)$$

где m_1 и m_2 — вес автомобиля в статическом состоянии, приходящийся соответственно на одно переднее или заднее колесо;

k — коэффициент, учитывающий перераспределение нагрузки вдоль продольной оси;

s_{1kp} и s_{2kp} — коэффициенты, учитывающие перераспределение нагрузки в поперечном к продольной оси направлении.

Учитывая влияние крена кузова, коэффициенты s_{1kp} и s_{2kp} запишутся как

$$s_{1kp} = \frac{G_k}{B_1 g} \left[\left(1 + \frac{G_k h_{kp}}{c_{y1} + c_{y2} - G_k h_{kp}} \right) \frac{c_{y1} h_{kp}}{c_{y1} + c_{y2}} + \frac{b_k h_1}{L} + f_1 r_k \right]; \quad (9)$$

$$s_{2kp} = \frac{G_k}{B_2 g} \left[\left(1 + \frac{G_k h_{kp}}{c_{y1} + c_{y2} - G_k h_{kp}} \right) \frac{c_{y2} h_{kp}}{c_{y1} + c_{y2}} + \frac{a_k h_2}{L} + f_2 r_k \right], \quad (10)$$

где G_k — вес поддресоренной части автомобиля;
 a_k, b_k, h_{kp} — координаты центра инерции поддресоренной части автомобиля;

r_k — радиус колеса;
 f_1 и f_2 — коэффициенты, учитывающие вес неподдресоренных масс соответственно переднего и заднего мостов;
 h_1 и h_2 — расстояние от поверхности дороги переднего и заднего центров крена;
 B_1 и B_2 — ширина передней и задней колеи автомобиля;
 c_{y1} и c_{y2} — угловые жесткости соответственно передней и задней подвесок.

Касательные реакции на заблокированных колесах с учетом равенств (7) и (8) равны

$$X = Z \varphi q \cos \delta, \quad (11)$$

где φ — коэффициент сцепления колеса с дорогой;

q — коэффициент, характеризующий падение φ после блокирования колеса;

δ — здесь угол скольжения.

Выражение для боковой реакции на заблокированном колесе удобно представить в виде

$$Y = X \operatorname{tg} \delta = Z \varphi q \cos \delta \operatorname{tg} \delta. \quad (12)$$

На рис. 1 показаны углы направления движения колес δ_1^i

и δ_2^i , которые в случае заблокированного колеса являются углом скольжения, в случае незаблокированного — углом увода. Расчеты показали, что углы изменения направления движения незаблокированных колес за счет перекаса оси с зависимой рессорной подвеской при крене кузова под действием боковых сил малы по сравнению с углами увода, вызванными этими же силами, и ими можно пренебречь.

Угол θ характеризует изменение направления движения передней оси автомобиля за счет несоответствия кинематики рулевого привода и подвески в случае зависимой подвески или за счет наклона колес в случае независимой подвески при крене кузова. Если заблокированы оба колеса передней оси, то углы θ равны нулю. Проведенные исследования [4] показали, что величины углов θ невелики и изменяются от нуля до одного градуса.

Для автомобилей с передней зависимой подвеской

$$\theta = \rho(\dot{v} + v_y \omega), \quad (13)$$

а для автомобилей с передней независимой подвеской

$$\theta = \rho_n(-\dot{v}_y + v \omega), \quad (14)$$

где ρ и ρ_n — параметры, характеризующие конструкцию и упругие свойства подвесок.

Учитывая небольшие значения углов при торможении автомобиля, можно принять

$$\theta + \delta_1^n \approx \theta + \delta_1^i \approx \theta + \delta_1; \quad \delta_2^n \approx \delta_2^i \approx \delta_2. \quad (15)$$

Согласно (рис. 1) кинематике поворота [2] имеем

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\omega a - v_y}{v} - \theta; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{b \omega + v_y}{v}. \quad (16)$$

С целью упрощения выражений законов изменения силовых факторов, действующих на автомобиль при торможении в каждой фазе с различным сочетанием заблокированных колес, запишем, используя выражения (2)–(8), (11), (12), значения касательных, боковых реакций и поворачивающих моментов в следующем виде:

$$\begin{aligned} X_1 &= X_1^n + X_1^a = E_1 + [R_1 + F_1(\dot{v} + v_y \omega) + \\ &\quad + Q_1(-\dot{v}_y + v \omega)] \cos \delta_1; \\ Y_1 &= Y_1^n + Y_1^a = \{k_{y1} + [R_1 + F_1(\dot{v} + v_y \omega) + \\ &\quad + Q_1(-\dot{v}_y + v \omega)] \cos \delta_1\} \frac{\omega a - v_y}{v} - k_{y1} \theta; \\ M_1 &= \frac{B_1}{2} (X_1^n - X_1^a) = T_1 + \end{aligned} \quad (17)$$

$$+ [J_1 + H_1(\dot{v} + v \omega) + P_1(-\dot{v}_y + v \omega)] \cos \delta_1;$$

$$X_2 = X_2^n + X_2^a = E_2 + [R_2 + F_2(\dot{v} + v_y \omega) +$$

$$+ Q_2(-\dot{v}_y + v \omega)] \cos \delta_2;$$

$$Y_2 = Y_2^n + Y_2^a = \{k_{y2} + [R_2 + F_2(\dot{v} + v_y \omega) +$$

$$+ Q_2(-\dot{v}_y + v \omega)] \cos \delta_2\} \frac{\omega b + v_y}{v};$$

$$M_2 = \frac{B_2}{2} (X_2^n - X_2^a) = T_2 +$$

$$+ [J_2 + H_2(\dot{v} + v\omega) + P_2(-\dot{v}_y + v\omega)] \cos \delta_2,$$

где E и T — коэффициенты, характеризующие соответственно значения касательных реакций и возникающих от их неравенства поворачивающих моментов на незаблокированных колесах;

R, F, Q — коэффициенты, характеризующие значение вертикальных реакций на заблокированных колесах;

J, H, P — коэффициенты, характеризующие значение поворачивающих моментов, возникающих от неравенства касательных реакций на заблокированных колесах.

Значения этих коэффициентов конкретны для каждого сочетания заблокированных колес. Так, например, если оба колеса задней оси автомобиля незаблокированы, то коэффициент E_2

определится суммой реакций X_2^n и X_2^a согласно выражениям (3) или (5), T_2 — разницей этих реакций, умноженной на $\frac{B}{2}$, k_{y2} соответствует сумме k_y этих колес, а значения остальных коэффициентов $F_2 \dots P_2$ равны нулю.

В случае, когда оба колеса задней оси заблокированы, коэффициенты R_2, F_2 и P_2 соответственно равны $2m, 2k$ и $-Bs_{кр2}$, умноженный на φq , а $E_2 \dots H_2$ равны нулю. Аналогично определяются значения этих коэффициентов для остальных сочетаний заблокированных колес на передней и задней осях.

Для динамической стадии процесса, пренебрегая изменением скорости v и считая, что

$$\cos(\theta + \delta_1) \approx 1; \cos \delta_2 \approx 1; \operatorname{tg}(\theta + \delta_1) \approx \theta + \delta_1; \operatorname{tg} \delta_2 \approx \delta_2, \quad (18)$$

систему уравнений (1) с использованием равенств (17) можно после соответствующих преобразований привести к неоднородному линейному дифференциальному уравнению второго порядка относительно ω , корни характеристического уравнения которого имеют вид

$$k_{1\omega, 2\omega} = -\frac{a_2 + a_3}{2a_1} \pm \sqrt{\left(\frac{a_2 + a_3}{2a_1}\right)^2 - \frac{a_4}{a_1}}. \quad (19)$$

В зависимости от начальных условий торможения и сочетания заблокированных колес эти корни могут быть действительными различными, комплексными и действительными равными.

В случае действительных различных корней после интегрирования дифференциального уравнения второго порядка относительно ω можно получить с учетом аналитической связи угловой ω и линейной скоростей v_y следующие выражения для определения закона изменения ω и v_y в любой фазе динамической стадии процесса торможения:

$$\omega = C_{1\omega} e^{k_{1\omega} t} + C_{2\omega} e^{k_{2\omega} t} + A_{0\omega} t + A_{0\omega}; \quad (20)$$

$$v_y = -C_{1\omega} e^{k_{1\omega} t} \frac{a_1 k_{1\omega} + a_2}{a_9} - C_{2\omega} e^{k_{2\omega} t} \frac{a_1 k_{2\omega} + a_2}{a_9} + \frac{a_7 - a_2 A_{0\omega}}{a_9} t - \frac{a_1 A_{0\omega} + a_2 A_{0\omega} + a_8}{a_9}, \quad (21)$$

$$\text{где } A_{0\omega} = \frac{a_5}{a_4}; \quad A_{0v} = \frac{a_1}{a_4} \left(\frac{a_6 + a_7}{a_1} - \frac{a_2 + a_3}{a_1} A_{0\omega} \right);$$

$$C_{1\omega} = -\frac{A_{0\omega} + k_{2\omega}(\omega_0 - A_{0\omega})}{k_{1\omega} - k_{2\omega}} - \frac{a_2 \omega_0 + a_9 v_{y0} + a_8}{a_1 (k_{1\omega} - k_{2\omega})}; \quad (22)$$

$$C_{2\omega} = \frac{A_0 + k_{1\omega}(\omega_0 - A_{0\omega})}{k_{1\omega} - k_{2\omega}} - \frac{a_2 \omega_0 + a_9 v_{y0} + a_8}{a_1 (k_{1\omega} - k_{2\omega})};$$

t — время от начала торможения автомобиля в каждой фазе.

Скорости ω и v_y , а также коэффициенты $C_{1\omega}$ и $C_{2\omega}$ в случае комплексных или действительных равных корней $k_{1\omega}$ и $k_{2\omega}$ определяются несколько отличными выражениями.

Коэффициенты $C_{1\omega}$ и $C_{2\omega}$ в любой фазе содержат величины ω_0 и v_{y0} , которые равны ω и v_y в конце предыдущей фазы.

Для расчета ω и v_y необходимо найти значения $a_1 \dots a_9$, ко-

торые определяются согласно конструктивным особенностям автомобиля, а также исходя из начальных условий торможения в данной фазе.

Так, для первой фазы $a_1 \dots a_9$ имеют следующие значения:

$$a_1 = (m_a + k_{y1} \rho_H) J_z;$$

$$a_2 = \frac{m_a}{v} (a^2 k_{y1} + b^2 k_{y2}) + \frac{L}{v_0^2} b k_{y1} k_{y2} \rho_H;$$

$$a_3 = \frac{J}{v_0} (k_{y1} + k_{y2});$$

$$a_4 = -m_a (a k_{y1} - b k_{y2}) + k_{y1} k_{y2} \rho_H L + \frac{L^2}{v_0^2} k_{y1} k_{y2}; \quad (23)$$

$$a_5 = \frac{1}{v_0} \left[(T_1 + T_2)(k_{y1} + k_{y2}) - k_{y1} k_{y2} \rho_H \frac{C_1 + C_2}{m_a} L \right];$$

$$a_6 = 2 \frac{L}{v_0} k_{y1} k_{y2} \theta_{\max};$$

$$a_7 = (T_1 + T_2)(m_a + k_{y1} \rho_H) - a k_{y1} \rho (C_1 + C_2);$$

$$a_8 = -2 a k_{y1} \theta_{\max} m_a;$$

$$a_9 = -\frac{m_a}{v_0} (a k_{y1} - b k_{y2}) - \frac{L}{v_0} k_{y1} k_{y2} \rho_H;$$

где $C_1 = n_1 \rho_1 i_2 \sum k_1^i$; $C_2 = n_2 \sum k_2^i$;

θ_{\max} — максимальный угол отклонения передних колес автомобиля в случае зависимой подвески;

v_0 — начальная скорость торможения.

В выражениях (23) для автомобилей с передней зависимой подвеской $\rho_H = 0$, с передней независимой $\theta_{\max} = 0$ и $\rho = 0$.

На рис. 2, а и б показан расчет изменения ω , v_y и реакций Z и X (штриховые линии) при торможении груженого автомобиля УАЗ-451М в динамической стадии с начальной скоростью $v_0 = 50$ км/ч на дороге с $\varphi = 0,65$. Продолжительность динамической стадии $t_d = 0,5$ с.

Наибольшее давление в тормозном приводе $p_{\max} = 80$ кгс/см². Коэффициенты неравномерности действия тормозных механизмов следующие:

$$k_1^n = 1,0; k_1^l = 0,55; k_3^n = 1,0; k_3^l = 0,75.$$

Порядок расчета: по формулам для первой фазы динамической стадии определяются значения $a_1 \dots a_9$, затем, определив значения $A_{0\omega}$, A_{0v} , $C_{1\omega}$ и $C_{2\omega}$ из (22), находим значения скоростей ω и v_y согласно (20) и (21) и изменения реакций X, Y, Z по формулам (2), (3), (6) — (8). Значения \dot{v} и \dot{v}_y получаются путем промежуточных преобразований системы (1) и дифференцированием уравнения (21). Моменты блокирования колес можно найти, используя известную зависимость $(Z\varphi)^2 = X^2 + Y^2$. Время блокирования первого из колес

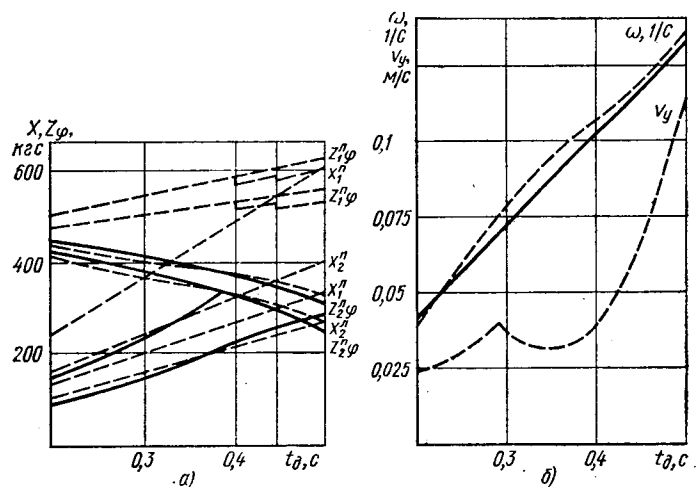


Рис. 2. Изменение угловой и линейной скоростей, а также реакций на колесах в динамической стадии процесса торможения автомобиля УАЗ-451М

означает окончание протекания процесса торможения в первой фазе ($t=0,40$ с, рис. 2). Скачок в определении $Z\varphi$ на границе фаз возникает за счет падения коэффициента сцепления φ на заблокированном колесе в q раз, что несколько уменьшает значение ускорения $\dot{v} + v_y \omega$.

Для расчета параметров торможения во второй фазе вновь определяются коэффициенты $a_1 \dots a_9$ по формулам второй фазы. Остальной порядок расчета совпадает с указанным выше.

Таким образом, вычисления осуществляют до конца динамической стадии. В конце расчета находятся значения $\omega_{к.д.}$, $v_{у.к.д.}$ и сочетание заблокированных колес, которые являются начальными условиями при решении системы (1) в статической стадии.

В динамической стадии процесса значение боковых реакций, как показали расчеты и проведенные эксперименты, невелики, поэтому моменты блокирования колес хорошо совпадают с вычисленными по уравнению:

$$Z\varphi = X. \quad (24)$$

Анализ торможения автомобиля с различными начальными условиями (в том числе представленный на рис. 2) показал, что процесс торможения в первой фазе занимает гораздо большую часть продолжительности динамической стадии по сравнению с торможением в любой другой фазе. Кроме того, учитывая некоторую инертность деформации шины и мгновенное падение коэффициента сцепления φ после блокирования колеса, можно допустить с достаточной точностью расчет $\omega_{к.д.}$, $v_{у.к.д.}$ и сочетания заблокированных колес по формулам первой фазы для времени конца динамической стадии.

Угол разворота автомобиля в динамической стадии определяется при интегрировании выражения (20):

$$\beta_d = \frac{C_{1\omega}}{k_{1\omega}} e^{k_{1\omega} t} + \frac{C_{2\omega}}{k_{2\omega}} e^{k_{2\omega} t} + A_{\omega} \frac{t^2}{2} + A_{0\omega} t - \left(\frac{C_{1\omega}}{k_{1\omega}} + \frac{C_{2\omega}}{k_{2\omega}} \right). \quad (25)$$

Координаты центра масс автомобиля в конце динамической стадии можно определить согласно формулам

$$x_d = v_0 t - \frac{a_d}{3} t^3, \quad (26)$$

$$y_d = 0,5 x_d \beta_d, \quad (27)$$

где a_d — коэффициент интенсивности роста замедления.

Анализ протекания процесса торможения в динамической стадии, изменения скоростей, угла разворота продольной оси и координат центра масс автомобиля в зависимости от начальных условий торможения и некоторых конструктивных факторов показал, что большое влияние на эти параметры оказывают неравномерность действия тормозных моментов, начальная скорость торможения v_0 , максимальное давление в тормозном приводе p_{max} , время динамической стадии t_d , жесткость шин в боковом направлении k_y и др.

Так, например, с увеличением неравномерности действия тормозных моментов резко возрастают значения $\omega_{к.д.}$, $v_{у.к.д.}$, β_d , y_d и x_d , что отрицательно сказывается на тормозных качествах автомобиля и его устойчивости.

С ростом начальной скорости торможения за счет центробежной силы инерции значительно увеличивается перераспределение Z в поперечной плоскости. Это изменяет возможность блокирования колес. При этом значительно возрастают углы увода или скольжения δ_2 , что ведет к увеличению значений $\omega_{к.д.}$, y_d и β_d . Чем быстрее и до больших значений возрастает давление в тормозном приводе, тем резче увеличивается продольное замедление, снижается путь торможения x_d . Кроме того, при меньшей продолжительности динамической стадии благодаря инерционным свойствам автомобиля уменьшаются значения $\omega_{к.д.}$, β_d и y_d . Более эластичные шины в боковом направлении способствуют значительному росту угловой скорости $\omega_{к.д.}$ и боковому отклонению автомобиля.

Торможение на скользкой дороге с малым коэффициентом φ происходит при небольших значениях $\omega_{к.д.}$, $v_{у.к.д.}$, малой продолжительности динамической стадии и всеми заблокированными колесами.

Несоответствия кинематики рулевого привода и подвески ухудшают тормозные качества автомобиля. Для автомобилей с передней независимой подвеской крен кузова при неравномерности действия тормозных моментов может как увеличивать значения $\omega_{к.д.}$, $v_{у.к.д.}$, β_d и y_d , так и уменьшать их

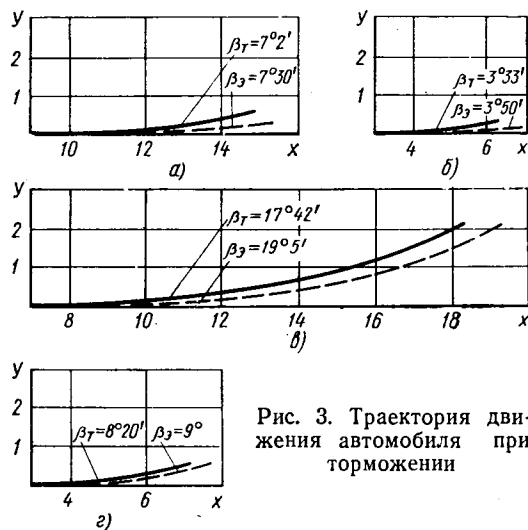


Рис. 3. Траектория движения автомобиля при торможении

в зависимости от конструкций подвески и направления угла наклона колес.

Таким образом, полученные выражения позволяют оценить влияние на характер протекания процесса торможения автомобиля в динамической стадии различных конструктивных и эксплуатационных факторов.

Для определения показателей процесса торможения автомобиля (x, y, β) в статической стадии вновь можно воспользоваться системой дифференциальных уравнений (1). Однако возможность появления больших углов скольжения осей δ_1 и δ_2 , особенно в случае, когда заблокированы оба задних колеса и автомобиль «заносит», не позволяет воспользоваться допущением (18).

Для решения системы (1) преобразуем уравнения, входящие в нее:

$$\begin{cases} \dot{v} = f_v(v, v_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{v}_y = f_{v_y}(v, v_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{\omega} = f_{\omega}(v, v_y, \omega, \text{const}). \end{cases} \quad (28)$$

Решить систему (28) в аналитической форме нельзя, поэтому применен численный метод решения, в результате чего после интегрирования данной системы можно получить функциональные зависимости $v = f_1(t)$; $v_y = f_2(t)$ и $\omega = f_3(t)$, характеризующие процесс торможения автомобиля.

Начальными условиями при решении являются $\omega_{к.д.}$, $v_{у.к.д.}$ и сочетание заблокированных колес в конце динамической стадии. Для интегрирования системы (28) была разработана программа вычислений на ЭВМ «Минск-22М» методом Рунге-Кутты. С целью получения траектории движения центра масс (x, y) и разворота его продольной оси β необходимо вновь интегрировать функциональные зависимости, полученные для v, v_y и ω согласно выражениям

$$\beta = \beta_d + \int_0^t \omega dt;$$

$$x = x_d + \int_0^t (v \cos \beta + v_y \sin \beta) dt; \quad (29)$$

$$y = y_d + \int_0^t (v \sin \beta - v_y \cos \beta) dt.$$

Для расчета по формулам (29) вновь составлена программа интегрирования на ЭВМ «Минск-22М» методом трапеции. Программа позволяет получать наглядный вид траектории движения, который вычерчивается на координированной ленте.

На рис. 3 представлены расчетные (штриховые линии) и экспериментальные (сплошные линии) траектории движения центра масс автомобиля в конце торможения, так как в начальный период траектория почти прямолинейна. Расчет выполнен для груженого автомобиля УАЗ-451М, $t_d = 0,5$ с, $p_{max} = 80$ кгс/см, $\varphi = 0,65$. Траектории на рис. 3, а и б образуются при торможении автомобиля со всеми заблокированными колесами соответственно с $v_0 = 50$ и 30 км/ч, имеющего

$$k_1^n = 1,0; k_1^1 = 0,95; k_2^n = 1,0; k_2^1 = 1,0.$$

Траектории на рис. 3, *в* и *г* получились при торможении автомобиля с заблокированными правыми колесами при $v_0 = 50$ и 30 км/ч и

$$k_1^n = 1,0; k_1^a = 0,55; k_2^n = 1,0; k_2^a = 0,75.$$

Из рис. 3 видно, как сильно возрастают поперечные отклонения и длина тормозного пути с увеличением v_0 и неравномерность действия тормозных моментов, которая снижает продольные замедления автомобиля и способствует росту поворачивающих моментов.

Результаты проведенного теоретического исследования по описанию процесса торможения автомобиля в динамической и статической стадиях были проверены экспериментальным путем. Эксперимент проводился с помощью тормозной лаборатории, сконструированной на базе автомобиля УАЗ-451М [5]. Из рис. 2 и 3 видно, что теоретические данные (штриховые линии) хорошо совпали с экспериментальными (сплошные линии).

Разница между теоретическими и экспериментальными данными в определении параметров торможения автомобиля для всех случаев торможения в динамической стадии составила не более 7%, в статической — 8,6%. Это подтверждает возможность использования предложенного метода для описания протекания процесса торможения автомобиля в динамической и статической стадиях.

Увеличение длины тормозного пути автомобиля, имеющего неравномерность действия тормозных моментов и поперечные отклонения его при этом могут привести к катастрофе.

Допустимые пределы неравномерности действия тормозных моментов можно оценивать исходя из длины тормозного пути, определяемого согласно Правилам движения или требованиям ЕЭК ООН и условию, которое выразится соотношением

$$\frac{B_d}{2} < y + \frac{L_a}{2} \sin \beta + \frac{B_a}{2} \cos \beta, \quad (30)$$

где B_d — ширина ряда движения для данной категории дорог;

L_a и B_a — габариты автомобиля (длина и ширина).

Пользуясь таким методом оценки, можно сказать, что для автомобиля УАЗ-451М при движении его со скоростью $v_0 = 50$ км/ч неравномерность действия тормозных моментов в 5% на передней оси будет неопасной, а в 45% на передней и 25% на задней осях — недопустима (рис. 3).

Таким образом, рассмотренный метод описания тормозной динамики автомобиля позволяет с достаточной степенью точности определять: силы, действующие на автомобиль в процессе торможения, параметры траектории движения в динамической и статической стадиях, влияния на эти параметры конструктивных (a, b, h_g, L и т. д.) факторов, а также свойств шины и конструкций подвески, и на базе этого оценить безопасность движения и допустимые пределы неравномерного действия тормозных моментов.

ЛИТЕРАТУРА

- Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобилей. Изд-во «Машиностроение», 1966.
- Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. Машгиз, 1947.
- Мащенко А. Ф. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 2.
- Косолапов Г. М., Климов Л. К., Сидоров Е. Н. Влияние кинематики рулевого привода и подвески на устойчивость автомобиля при торможении. В сб. трудов ВПИ, 1971.
- Косолапов Г. М. и др. Лаборатория по исследованию устойчивости автомобиля при торможении. В сб. трудов ВПИ, 1971.

УДК 629.113.012.558.2.002.5

Влияние типов и качества шин на интенсивность их износа и эксплуатационные показатели легкового автомобиля

Канд. техн. наук Д. Ф. ФОРТУНКОВ

Горьковский автозавод

ФАКТОРОМ, влияющим на безопасность движения автомобиля, является коэффициент сцепления между колесами и дорогой. Чтобы придать автомобилю высокую устойчивость при движении по дороге во время гололеда, необходимо повысить коэффициент сцепления между шиной и дорогой. Для повышения устойчивости легковых автомобилей при движении по дорогам со скользким покрытием в зимних условиях были спроектированы и изготовлены шины с укрупненным рисунком протектора, которые обеспечивают лучшее сцепление с дорогой, покрытой укатанным снегом и тонким льдом. Такие шины применяются с шипами противоскольжения, дополненным повышающими их сцепные качества.

Наряду с этими шинами должны иметь и высокую износостойкость. Для оценки влияния рисунка протектора и шипов противоскольжения на устойчивость и управляемость автомобиля ГАЗ-24 при движении по дорогам с низким коэффициентом скольжения были приняты следующие оценочные критерии: разгонная характеристика автомобиля; тормозные качества автомобиля; устойчивость автомобиля при движении по кругу постоянного радиуса.

Испытания проводились на одном автомобиле ГАЗ-24 с двумя типами шин: шины 185—355 модели ИД-23 с зимним рисунком протектора и 118 шипами противоскольжения; шины 185—355 модели И-146 с дорожным рисунком протектора.

Разгонные характеристики определялись по следующей методике. Автомобиль разгонялся с места с переключением передач на ровном горизонтальном участке дороги во время гололеда. Чтобы оценить влияние температуры окружающего воздуха, испытания проводились при разных температурах воздуха: $t_1 = -1 \div -3^\circ\text{C}$ и $t_2 = -10 \div -12^\circ\text{C}$.

В результате проведенных испытаний были построены кривые изменения скорости движения v_a автомобиля ГАЗ-24 в зависимости от времени t разгона (рис. 1). Из этого графика видно, что шины 185—355 (7,35—14) модели И-146 не обеспечивают безопасности движения автомобиля ГАЗ-24 по дорогам с обледенелым покрытием при температуре окру-

жающего воздуха $-1 \div -3^\circ\text{C}$ (кривые 1) на скоростях, превышающих 45 км/ч. При этих же условиях шины 185—355 (7,35—14) модели ИД-23 со 118 шипами противоскольжения обеспечивают устойчивость движения автомобиля ГАЗ-24 на всех скоростях.

При разгоне автомобиля ГАЗ-24 во время гололеда с шинными модели И-146 на скорости 45 км/ч при температуре окружающего воздуха $-1 \div -3^\circ\text{C}$ наступает полное буксование ведущих колес, движение становится неустойчивым и автомобиль неуправляемым (штриховая линия соответствует потере устойчивости).

На том же самом участке дороги, покрытом льдом, при температурах окружающего воздуха $-10 \div -12^\circ\text{C}$ и ниже картина полностью меняется. Разгон автомобиля ГАЗ-24 с обоими типами шин продолжается до 100 км/ч и выше без потери устойчивости (кривая 2).

Тормозные испытания проводились на том же участке дороги при температуре окружающего воздуха $-1 \div -3^\circ\text{C}$ со скоростью 30 и 50 км/ч. Как показали результаты тормозных испытаний, шины ИД-23 с шипами противоскольжения сокращают тормозной путь автомобиля при торможении во время гололеда по сравнению с шинами модели И-146: со скорости 30 км/ч на 11 м, а со скорости 50 км/ч — на 23 м.

При температуре окружающего воздуха $-10 \div -12^\circ\text{C}$ разницы

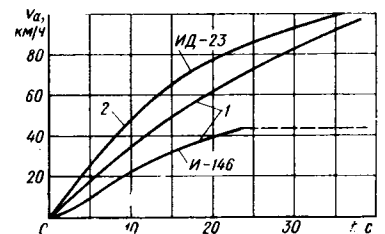


Рис. 1

в тормозных путях автомобиля ГАЗ-24 с шинами различных типов не наблюдалось.

Сравнительные испытания движением по кругу с постоянным радиусом и с постепенным плавным увеличением скорости проводились по методике, изложенной в работе [1]. Автомобиль двигался по кругу радиусом 15 м на площадке с гладким льдом (катке). Увеличение скорости движения автомобиля на сравниваемых шинах не превышало 1,5 км/ч на прохождении одного круга. Температура окружающего воздуха при этом была $-2 \div -4^\circ\text{C}$.

В результате испытаний установлено, что автомобиль ГАЗ-24 движется устойчиво по кругу с шинами модели И-146 до скорости 20 км/ч, а с шинами модели ИД-23 со 118 шипами противоскольжения до скорости 30 км/ч. С шинами модели ИД-23 (с шипами противоскольжения) автомобиль управляемости не теряет и водитель после нескольких резких поворотов рулевого колеса в одну и другую стороны успевает вывести его на траекторию прямолинейного движения.

Таким образом, лучшим критерием для оценки влияния шин на устойчивость и управляемость автомобиля при движении по дорогам со скользким покрытием в зимних условиях является разгонная характеристика. Она наиболее точно определяет границу потери устойчивости и управляемости и выделяет зону опасных скоростей.

Преимущество шин модели ИД-23 с шипами противоскольжения перед шинами модели И-146 при эксплуатации автомобиля ГАЗ-24 в зимних условиях особенно во время гололеда из приведенных данных очевидно.

Одновременно с этим проводились износные испытания на двух автомобилях для определения срока службы шипов и определения срока повторной установки шипов. Измерения выступающей части шипов выполнялись специальным индикатором через каждые 3000 км пробега. Движение автомобилей, оборудованных шинами с шипами, происходило по дороге, которая регулярно очищается от снега.

По результатам испытаний построен график изменения высоты выступающей части шипов в зависимости от пробега (рис. 2). Из графика видно, что шипы полностью износились после 11 000 км пробега. Этим определено, что установку новых шипов необходимо осуществлять через 10 000 км пробега.

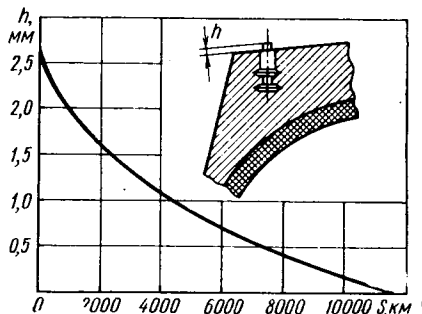


Рис. 2

В последнее время время большое распространение получили шины с радиальным расположением корда. Основным преимуществом радиальных шин перед диагональными шинами является их износостойкость. Известно, что износостойкость радиальных шин в 2 раза выше, чем у диагональных, изготовленных из одинаковых материалов. Также известен главный недостаток радиальных шин, это повышенная передача вибрации от дороги к кузову автомобиля. Поэтому для установки шин с радиальным расположением корда на легковых автомобилях необходимо применять специальную конструкцию подвески, способную гасить высокочастотные вибрации.

В результате проведенных испытаний двух автомобилей ГАЗ-24, на одном из которых были установлены шины 185—SR 14 фирмы Пирелли с радиальным расположением нитей корда, а на другом — диагональные шины 185—355 модели И-146 отечественного производства, выяснилось, что автомобиль ГАЗ-24 не приспособлен для эксплуатации с радиальными шинами. Радиальные шины значительно увеличивают передачу вибрации и шума от дороги в кузов автомобиля ГАЗ-24. Кроме этого отрицательного фактора, были выявлены и некоторые положительные стороны радиальной шины 185—SR 14. На радиальных шинах сопротивление качению автомобиля ГАЗ-24 на 6,5% меньше, а время разгона с 20 до 100 км/ч на прямой передаче на 9% меньше, чем на диагональных шинах модели И-146. Одним из недостатков диагональных шин является изменение радиуса качения в зависимости от скорости движения. Для определения зависи-

мости изменения радиуса качения от скорости движения автомобиля были проведены измерения по специальной методике при помощи прибора, изготовленного в конструкторско-экспериментальном отделе Горьковского автозавода. Прибор одновременно измеряет время и число оборотов одного ведущего и одного ведомого колеса

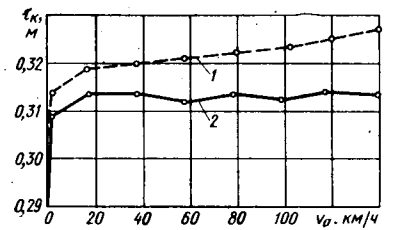


Рис. 3

автомобиля при прохождении 1 км пути. Заезды на километровом участке выполняются при постоянных скоростях, начиная с 20 км/ч до максимальной через интервал 20 км/ч.

В результате проведенных испытаний автомобиля ГАЗ-24 с шинами модели И-146 (кривая 1) и шинами 185—SR 14 фирмы Пирелли (кривая 2) построены графики зависимости изменения радиуса качения от скорости движения (рис. 3). На графиках видно следующее:

- а) радиус качения радиальной шины при одинаковой размерности, нагрузке и давлении меньше, чем у диагональной на 6—13 мм;
- б) статический радиус на 16 мм меньше у радиальной шины, чем у диагональной;
- в) разница между радиусом качения и статическим радиусом у радиальной шины в 2,5 раза больше, чем у диагональных шин;
- г) с возрастанием скорости движения автомобиля ГАЗ-24 от 20 до 140 км/ч радиус качения диагональной шины модели И-146 увеличивается на 8 мм, т. е. на 2,5%;
- д) радиус качения радиальной шины от скорости не зависит, он остается постоянным на всех скоростях движения автомобиля.

Из изложенного следует, что при замене диагональных шин радиальными той же размерности значительно ухудшится проходимость автомобиля и необходимо вводить корректировку показаний счетчика пройденного пути.

Для сохранения просвета между автомобилем и дорогой и исключения корректировки счетчика пройденного пути размерность радиальных шин должна быть увеличена по сравнению с диагональными шинами, применяемыми на данном автомобиле.

Несмотря на более высокую износостойкость радиальной шины для легкового автомобиля, долговечность ее эксплуатации не превышает долговечности диагональной шины. Причина состоит в том, что радиальная шина непригодна к восстановлению навариванием нового протектора. Большая часть шин выходит из строя вследствие механических повреждений каркаса, а у остальной части каркас разрушается из-за усталости до полного износа вновь наваренного протектора [2]. На эксплуатационные показатели автомобиля влияет качество изготовления шин. К качественным показателям шин относятся как износостойкость, так и равномерность распределения материала, правильность геометрической формы и др. Неравномерное распределение материала приводит к перерасходу

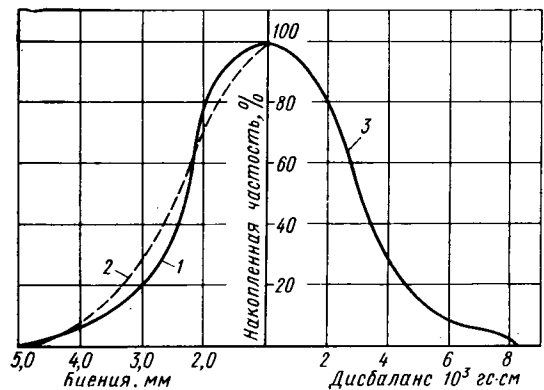


Рис. 4

резинны и преждевременному разрушению шины вследствие расслоения каркаса в местах стыка.

Для проверки точности изготовления шин 185—355 модели И-146 были измерены радиальное и боковое биения, а также дисбаланс на 50 экземплярах с камерами и колесами в сборе.

После статистической обработки полученных результатов измерений были построены графики распределения радиального (кривая 1) и бокового (кривая 2) биений и дисбаланса (кривая 3), которые приведены на рис. 4.

Причинами нарушения балансировки колес являются неравномерный износ протектора шин, потеря ненадежно закрепленных балансировочных грузиков, периодическая перестановка колес согласно инструкции по уходу за автомобилем [3], ремонт шин и камер и др.

Чтобы проверить влияние периодичности балансирования колес на износ шин, были проведены испытания на двух автомобилях ГАЗ-24. На одном автомобиле колеса балансировались через 6000 км пробега, а на другом через 12000 км пробега. Автомобили испытывались вместе пробегом по дорогам с ровным асфальтовым покрытием до полного износа шин. На каждом автомобиле было изношено по два комплекта шин. Результаты испытаний показали, что балансирование колес, проводимое через 6000 км пробега, увеличивает пробег шин управляемых колес на 30%. Периодичность балансирования неуправляемых колес на износ шин существенного влияния не оказывает. Чувствительность автомобиля к дисбалансу управляемых колес зависит от суммарного трения в шкворнях и рулевом управлении. Трение в шкворнях и в рулевом механизме автомобиля ГАЗ-24 намного меньше, чем у авто-

мобиля ГАЗ-21, вследствие введения роликовых подшипников, поэтому автомобиль ГАЗ-24 намного чувствительнее к дисбалансу колес, чем автомобиль ГАЗ-21. Если на автомобиле ГАЗ-21 дисбаланс управляемых колес до 2000 гсм не ощущается на рулевом колесе, то на автомобиле ГАЗ-24 дисбаланс 1000 гсм вызывает ощутимые угловые колебания рулевого колеса. Поэтому и требования к точности балансировки колес автомобиля ГАЗ-24 значительно повысились по сравнению с автомобилем ГАЗ-21. Балансирование управляемых колес автомобиля ГАЗ-24, проводимое через 12000 км пробега, существенного влияния на понижение износа шин не оказывает, поэтому можно считать эту периодичность нецелесообразной. Более целесообразной является периодичность балансирования через 6000 км пробега автомобиля. Она должна совпадать с периодичностью перестановки колес согласно схеме, приведенной в инструкции по уходу за автомобилем ГАЗ-24 [3], а также с периодичностью технического обслуживания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Отраслевая нормаль автомобилестроения ОН 025319—68, оценочные параметры управляемости, М., 1969.
2. «Каучук и резина», 1971, № 1.
3. Автомобиль ГАЗ-24 (инструкция по эксплуатации), 3-е изд., Горький, 1969.

УДК 629.113.075

Взаимосвязь реакций автопоезда на управление и управляемости системы автопоезд—водитель

Кандидаты техн. наук **М. М. БАХМУТСКИЙ, Л. Л. ГИНЦБУРГ**
НАМИ

УПРАВЛЯЕМОСТЬ в настоящей работе рассматривается как свойство системы автопоезд—дорога—водитель. Отнесение понятия управляемость к трехкомпонентной системе предопределяет выбор двух видов измерителей для оценки этого свойства: измерителей, количественно характеризующих поведение объекта управления, т. е. системы автопоезд—дорога, и нагруженность третьего компонента управляемой системы—водителя.

Экспериментальные исследования управляемости проведены в двух основных видах автострадного движения: смена полосы движения (наиболее напряженный вид) и движение по заданному прямолинейному направлению (наиболее распространенный вид).

Аналізу влияния конструктивных параметров и скоростного режима движения автопоездов на их управляемость в названных видах движения предшествовало расчетное и экспериментальное изучение влияния тех же параметров и режимов на свойство объекта управления, заключающееся в его способности реагировать на управляющий сигнал.

Критерием оценки реакций на управление принято качество переходных процессов изменения угла складывания автопоезда после мгновенного поворота рулевого колеса (или управляемых колес) автомобиля-тягача.

Критерием управляемости при смене полосы движения с высокой скоростью принято качество переходного процесса, протекающего в течение времени от начала поворота рулевого колеса до прекращения угловых колебаний прицепа после выхода на новую полосу движения, а критерием управляемости при прямолинейном движении (курсовой устойчивости) — качество прохождения автопоездом мерного участка дороги длиной 1 км.

Оценочными измерителями переходных реакций на управление приняты время установления t_y и отношение λ первой амплитуды угла складывания автопоезда к установившемуся значению угла.

Для оценки управляемости при смене полосы движения следует воспользоваться двумя измерителями, получаемыми из опытов, — полным временем установления, отнесенным к средней угловой скорости поворота автомобиля-тягача $\frac{\tau_{\text{п}}}{\omega_{\text{ГТ}}}$, и

суммарным углом поворота рулевого колеса $\Sigma \alpha_{\text{Г}}$.

При оценке курсовой устойчивости применяются три измерителя: среднее интегральное значение курсового угла автомобиля-тягача $\gamma_{\text{от}}$ за период прохождения мерного участка, среднее

интегральное значение курсового угла прицепа $\gamma_{\text{опр}}$, произведение среднего интегрального значения угла поворота рулевого колеса на частоту его поворотов $\alpha_{\text{от}} v$ (без учета размахов, меньших 3°).

Измерители выбраны из физического смысла требований, предъявляемых к качеству рассматриваемых видов движения. Все перечисленные измерители реакций на управление и управляемости выражаются в безразмерной форме

$$\overset{\circ}{t}_y = \frac{t_y}{[t_y]}, \quad \overset{\circ}{\lambda} = \frac{\lambda}{[\lambda]}; \quad (1)$$

$$\overset{\circ}{\tau}_{\text{п}} = \frac{\tau_{\text{п}}}{\omega_{\text{ГТ}}}, \quad \overset{\circ}{\Sigma} \alpha_{\text{Г}} = \frac{\Sigma \alpha_{\text{Г}}}{[\Sigma \alpha_{\text{Г}}]}; \quad (2)$$

$$\overset{\circ}{\gamma}_{\text{от}} = \frac{\gamma_{\text{от}}}{[\gamma_{\text{от}}]}, \quad \overset{\circ}{\gamma}_{\text{опр}} = \frac{\gamma_{\text{опр}}}{[\gamma_{\text{опр}}]}, \quad \overset{\circ}{\alpha}_{\text{от}} v = \frac{\alpha_{\text{от}} v}{[\alpha_{\text{от}} v]}, \quad (3)$$

где $t_y, \lambda, \frac{\tau_{\text{п}}}{\omega_{\text{ГТ}}}, \Sigma \alpha_{\text{Г}}, \gamma_{\text{от}}, \gamma_{\text{опр}}$ и $\alpha_{\text{от}} v$ — значения измерителей, полученные расчетно или экспериментально;

мерителей, полученные расчетно или экспериментально;

$$[t_y] = 2\text{с}, \quad [\lambda] = 1, \quad \left[\frac{\tau_{\text{п}}}{\omega_{\text{ГТ}}} \right] = 0,5 \text{ с}^2/\text{град}, \quad [\Sigma \alpha_{\text{Г}}] = 200 \text{ град},$$

$$[\gamma_{\text{от}}] = 0,10 \text{ с}, \quad [\gamma_{\text{опр}}] = 0,12 \text{ с}, \quad [\alpha_{\text{от}} v] = 0,200 \text{ град/с} —$$

— минимальные предельные значения измерителей, установленные на основании произведенного расчета и большого количества опытов с автопоездами общим весом 23—26 т.

Переведя измерители в безразмерную форму, можно (в соответствии с известной центральной моделью оценки качества многопараметрических систем) объединить измерители (1) в один безразмерный измеритель K_p оценки реакций на управление:

$$K_p = \left[(\overset{\circ}{t}_y)^2 + (\overset{\circ}{\lambda})^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (4)$$

измерители (2) в единый безразмерный измеритель K_c оценки управляемости при смене полосы движения:

$$K_c = \left[\left(\frac{\tau_{\Pi}}{\omega_{\Gamma T}} \right)^2 + \left(\sum \alpha_T \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (5)$$

измерители (3) в обобщенный измеритель K_k курсовой устойчивости:

$$K_k = \left[\left(\gamma_{от} \right)^2 + \left(\gamma_{опр} \right)^2 + \left(\alpha_{от \nu} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (6)$$

Использованная модель объединения измерителей основана на допущении о независимости друг от друга составляющих объединенного измерителя и об их равном влиянии на общее качество, оцениваемое обобщенным измерителем.

Физическому смыслу объединенного измерителя может быть дано следующее геометрическое толкование: если в трех- или четырехмерном пространстве по одной координатной оси отложить значения варьируемого конструктивного параметра, а по двум или трем другим осям — значения составляющих общего измерителя, то зависимость между ними и конструктивным параметром будет выражена некоторой пространственной кривой. Спроектировав кривую на плоскость, перпендикулярную оси параметра, получим плоскую кривую, каждая точка которой соответствует определенному сочетанию значения параметра и скорости движения. Тогда модуль вектора, направленного из начала координат в любую точку плоской кривой, будет равен значению объединенного измерителя оценки качества, соответствующему выбранному сочетанию параметров и режима движения.

Минимальные значения измерителей K_p и K_c будут равны $\sqrt{2}$, а измерителя $K_k = \sqrt{3}$. Таким образом, перечисленные измерители могут явиться мерой относительной сравнительной оценки влияния параметров и режимов движения на качество переходных процессов и управляемость в наиболее характерных видах автострадного движения.

Проведенные расчеты и опыты с автопоездами рассматриваемого класса охватили 39 сочетаний скоростного режима и состояния системы автопоезд—дорога—водитель.

Расчеты выполнены с помощью плоской линейной четырехстепенной динамической модели при четырех скоростях движения, а опыты, как правило, — при двух различных скоростях.

Изменения состояния системы осуществлялись в процессе опытов варьированием величины конструктивных параметров прицепов, нагрузки, имитацией появления эксплуатационных зазоров или нарушения регулировок, изменением качества дороги и заменой водителей, управляющих автопоездами.

В общей сложности были проанализированы результаты более тысячи опытов. Проводились опыты трех видов: вход в круг мгновенным поворотом рулевого колеса на различные углы (90, 120 и 180°), смена полосы движения при скорости движения 40 и 60 км/ч и прямолинейное движение со скоростью 55 и 75 км/ч. Во всех видах опытов на ленту осциллографа непрерывно регистрировались четыре процесса: изменение угла поворота рулевого колеса автомобиля-тягача α_T , угла поворота дышла относительно продольной оси прицепа $\alpha_{\Pi P}$ и курсовых углов тягача γ_T и прицепа $\gamma_{\Pi P}$.

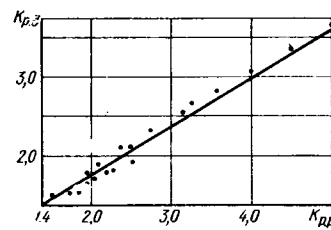


Рис. 1. Взаимосвязь оценочных измерителей расчетных и действительных реакций на управление

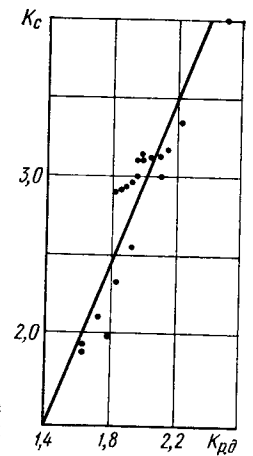


Рис. 2. Взаимосвязь оценочных измерителей реакций на управление и управляемости при смене полосы движения

Сравнение действительных и расчетных реакций на поворот рулевого колеса выявило наличие взаимосвязи между оценочными измерителями расчетных $K_{p,р}$ и действительных $K_{p,д}$ реакций, выражающейся линейной зависимостью (рис. 1). При принятом уровне вероятности 0,95 область между доверительными границами статистической прямой составляет 0,06. Такая высокая точность и вероятность полученной зависимости позволяет считать однозначными количественные закономерности, получаемые расчетом и из опыта и отражающие влияние конструктивных параметров автопоезда на протекание реакций на управление.

Линия регрессии (рис. 2), рассчитанная способом наименьших квадратов и отражающая взаимосвязь между измерителями управляемости при смене полосы движения и реакций на управление, также имеет плотные доверительные границы (0,24) при высоком уровне вероятности (0,95).

Между объединенными измерителями курсовой устойчивости и реакций на поворот рулевого колеса не существует взаимосвязи, которую можно выразить линейной зависимостью.

Таким образом, установленная статистическая взаимосвязь между измерителями реакций на управление и измерителем управляемости при смене полосы движения позволяет выполнять на основе анализа реакций на управление относительную оценку влияния одного или комбинации нескольких конструктивных параметров автопоезда на его управляемость в наиболее напряженной ситуации, свойственной автострадному движению.

При этом можно оперировать измерителями расчетных реакций, полученных на основе решения системы в линейной зоне, а для рассматриваемого класса автопоездов использовать уравнения аппроксимирующих прямых, изображенных на рис. 1 и 2:

$$\begin{aligned} K_c &= 2,63K_{p,д} - 2,30; \\ K_{p,д} &= 0,6K_{p,р} + 0,56. \end{aligned} \quad (7)$$

Изложенный метод расчета управляемости автопоезда позволяет дать предварительную сравнительную оценку различных конструктивных вариантов на стадии составления технического задания и проектирования.

Выбор оптимального способа восстановления работоспособности подвесок при поломках рессор

Е. И. БУРДАСОВ, И. Д. ЗАРИФЬЯНЦ

Автополигон НАМИ

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ рессор, определяемая усталостной прочностью листов, иногда оказывается меньше долговечности всего автомобиля, на котором они установлены. Возникает необходимость в восстановлении работоспособности подвески путем ремонта или замены рессор. Возможны следующие два крайних варианта: замена листов по мере выхода их из строя или замена всей рессоры после выхода из строя хотя бы одного листа.

Промежуточные варианты сводятся к замене рессоры после ее i -го отказа вследствие поломки любого листа в порядке наступления отказа или после отказа j -го листа в порядке их нумерации в рессоре. Возможно и объединение двух последних условий — замена рессоры после i -го отказа j -го листа.

Задачу выбора оптимального способа можно решать, исходя из экономических соображений. Рассмотрим вариант, когда рессора заменяется после i -го отказа вследствие поломки какого-либо листа независимо от его места в рессоре. Получаемые при этом выводы исключают необходимость рассмотрения других более сложных вариантов.

Сумма издержек на поддержание рессоры в рабочем состоянии и потерь от простоев в ремонте за весь срок службы автомобиля определяется по следующей формуле (с учетом основных экономических факторов):

$$C_i = \frac{L}{L_i} [iC_{\text{пер}} + (i-1)(C_{\text{л}} + C_{\text{р}}) + C_{\text{рес}} + iC_{\text{пр}}], \quad (1)$$

где C_i — сумма издержек на ремонт и потерь от простоев;

L — пробег автомобиля за весь срок службы;

L_i — пробег рессоры до ее замены после i -го отказа листа;

i — номер отказа листа, после которого заменяется рессора;

$C_{\text{пер}}$ — стоимость перестановки рессоры;

$C_{\text{р}}$ — стоимость ремонта рессоры;

$C_{\text{л}}$ — стоимость листа рессоры;

$C_{\text{рес}}$ — стоимость рессоры;

$C_{\text{пр}}$ — потери от простоя автомобиля в ремонте.

σ_2 — среднее квадратичное отклонение логарифма долговечности рессорных листов.

В частности, на рис. 2 изображена кривая приведенной наработки до i -го отказа шестнадцатилитровой рессоры. Рядом с ней нанесены границы двухсигмового доверительного интервала [1] и результаты ресурсных испытаний задних рессор автомобиля ЗИЛ-130, выполненных на автополигоне НАМИ. Как видно, экспериментальные точки достаточно хорошо согласуются с теоретическим прогнозом. Точки, означающие дробные порядковые номера, получены с учетом наработки приостановленных листов [2].

После подстановки равенства (2) в выражение (1) получим

$$C_i = \frac{L}{L_i} 10^{-t_i \sigma_2} [iC_{\text{пер}} + (i-1)(C_{\text{л}} + C_{\text{р}}) + C_{\text{рес}} + iC_{\text{пр}}]. \quad (3)$$

На рис. 3 показано изменение суммы C издержек и потерь от простоя в зависимости от количества случаев замены листов (после которого меняется рессора) для задней рессоры автомобиля ЗИЛ-130. На характер приведенных зависимостей не влияет число листов в рессоре.

Как видно из рис. 3, сумма издержек и потерь может в 3—10 раз превышать стоимость самой рессоры. При этом существенно влияет рассеивание долговечности рессорных листов. Если разброс мал, экономичнее менять рессору после первого отказа листа. В противном случае, когда рассеивание велико, выгоднее менять рессорные листы по мере выхода их из строя. Этот вывод, однако, требует оговорок. Он справедлив для случая, когда ресурсы рессорных листов и всего автомобиля близки между собой, т. е. $L = L_{\text{л}}$. Если $L_{\text{л}} < L$, то возможно наложение последующих отказов, что изменит характер кривых на рис. 3 в пользу замены рессоры при более ранних отказах, когда экономия достигается за счет уменьшения потерь от простоя и ремонтных операций.

Результаты ресурсных испытаний рессор на автополигоне НАМИ и анализ эксплуатационной долговечности свидетельствуют о том, что для серийных отечественных автомобилей σ_2 изменяется от 0,1 до 0,4, причем большая часть значений груп-

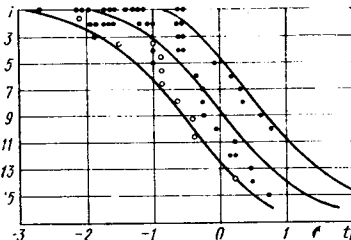
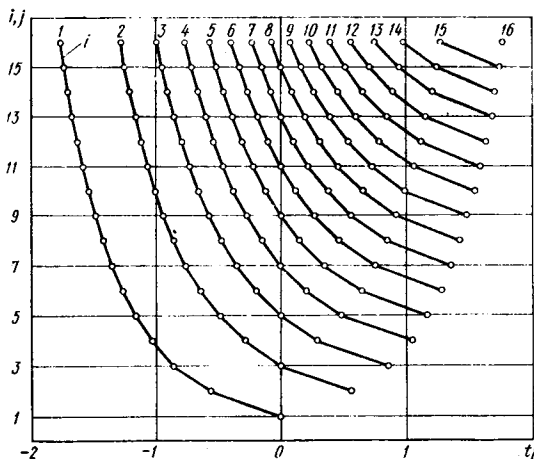


Рис. 2

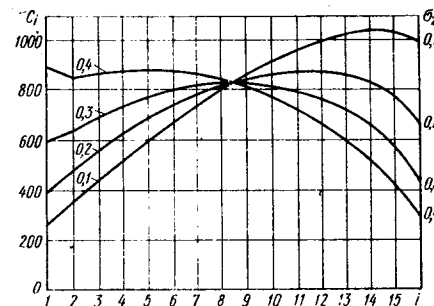


Рис. 3

Рис. 1

Остановимся подробнее на пробеге рессоры до i -го отказа листа. Предположим, что рессора равнопрочна и ресурсы листов распределены логарифмически нормально. Тогда в соответствии с теорией порядковых статистик приведенная наработка рессоры до i -го отказа листа

$$t_i = \frac{x_i - x_{\pi}}{\sigma_2}$$

при упомянутых выше допущениях будет описываться кривыми (рис. 1), построенными по данным работы [1]. Из последнего уравнения, имея в виду, что $x = \lg L$, получим

$$L_i = L_{\pi} 10^{t_i \sigma_2}, \quad (2)$$

где L_{π} — долговечность рессорных листов;

пирруется около величины 0,2. Имея в виду, что чаще всего долговечность рессорных листов меньше долговечности автомобиля, можно рекомендовать заменять рессоры после первого отказа листа. Это означает, что по поломкам вследствие недостаточной усталостной прочности листов из экономических соображений рессору следует отнести к неремонтируемым изделиям. К этому же выводу можно прийти, рассматривая вопрос в аспекте сокращения продолжительности испытаний, поскольку потери времени, связанные с простоем во время ремонта, минимальны при ранних заменах.

Если испытания новой рессоры заканчиваются преимущественно выходом из строя одного из листов с фиксированным положением в рессоре, это свидетельствует о ее неравнопрочности и требует внесения конструктивных изменений. Для такой рессоры изложенные выше выводы неприемлемы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Введение в теорию порядковых статистик. изд-во «Статистика», М., 1970.
2. Бурдасов Е. И., Зарифьянц И. Д. «Автомобильная промышленность», 1970, № 11.

Цилиндры двигателей воздушного охлаждения из чугуна с малыми примесями сурьмы

А. Н. ЕРШОВИЧ, А. А. ИВАНОВ, Б. И. УШЕРОВИЧ

 Минский филиал НИИТавтопрома,
Мелитопольский моторный завод

ДВИГАТЕЛИ воздушного охлаждения обычно выполняются с отдельными цилиндрами, монтируемыми на картере коленчатого вала. В качестве материала для цилиндров применяются алюминиевые сплавы или чугун с пластинчатым графитом.

Отечественные двигатели МеМЗ-966 имеют чугунные цилиндры с литыми ребрами (рис. 1). Подобные цилиндры устанавливаются также на наиболее массовые по выпуску автомобили фирмы Фольксваген. В табл. 1 приведены некоторые параметры двигателей МеМЗ-966 и Фольксваген 1200, характеризующихся примерно одинаковой мощностью. В табл. 2 приведены особенности технологии литейного производства цилиндров для обоих двигателей.

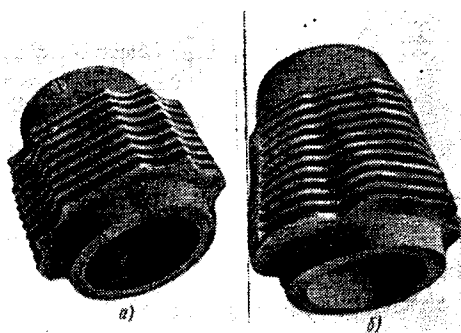


Рис. 1. Цилиндры двигателей МеМЗ-966 (а) и МеМЗ-968 (б)

Цилиндры отливают из чугуна с повышенным содержанием фосфора, который вводится для того, чтобы получить в структуре отливок «сетку» твердых фосфидных включений, способствующих высокой износостойкости материала. Ускоренное затвердевание жидкого чугуна в оболочковых формах сопровождается образованием большого числа дендритов аустенита, превращающегося в дальнейшем в «аномальный» феррит. Поэтому содержание углерода, кремния и легирующих элементов в чугуне должно быть таким, чтобы затруднить ферритообра-

Таблица 1

Параметры	МеМЗ-966	Фольксваген 1200
Вес двигателя в кг	86	108
Мощность в л. с.	30	34
Удельный вес в кг/л. с.	2,86	3,20
Число цилиндров	V 4	Оп. 4
Рабочий объем в л.	0,887	1,192
Диаметр поршня в мм	72	77
Ход поршня в мм	54,5	64

зование и обеспечить получение полностью перлитных структур в отливках. Главная роль перлитизаторов отводится никелю (Фольксваген) и хрому (МеМЗ). С точки зрения качества отливок, технологический процесс, принятый в литейном цехе фирмы Фольксваген, имеет, вероятно, некоторые преимущества.

Долговечность цилиндров двигателя Фольксваген достигается также благодаря относительно низкой средней скорости поршня.

Следовательно, совершенствование технологии производства отливок цилиндров двигателя МеМЗ-966 и МеМЗ-968 с целью увеличения долговечности этих двигателей путем повышения износостойкости является важной задачей в общей проблеме улучшения качества двигателя и автомобиля.

В настоящей работе повышение износостойкости достигалось присадками в жидкий чугун малых количеств сурьмы. Выбор этой добавки предопределялся ее чрезвычайно сильным перлитизирующим действием и заметной ликвиацией, приводящей к образованию твердых включений в прослойках между зернами. Применение сурьмы давало возможность исключить из состава чугуна хром и фосфор и таким образом сократить число составляющих шихты и снизить ее стоимость. Надежда получить положительные результаты в этом направлении подкреплялась имеющимися подобными попытками в смежных отраслях [1, 2, 3] и опытом, накопленным Минским филиалом НИИТавтопрома, ранее рекомендовавшим малые добавки сурьмы в чугун для цилиндров двигателя мотоцикла М-1-М [4].

Опытные плавки для выбора величины добавки проводились в высокочастотной индукционной печи. Выплавлялся чугун, содержащий 3,30% углерода, 2,38% кремния, 0,36% марганца, 0,04% серы и 0,04% фосфора. В ковш вводились 0,20% ферросилиция — Sn 75 и 0,02—0,08% сурьмы — Су 2. Результаты опытов приведены в табл. 3.

Как видно, для чугуна данного состава добавки 0,20% ферросилиция и 0,06% сурьмы обеспечили получение полностью перлитной структуры со сплошной «сеткой» твердых включений по границам эвтектических зерен. Металлографическое исследование сурьмянистых прослоек показало, что они состоят из двух типов включений: разреженного перлита, переходящего в



Рис. 2. Структура металлической основы цилиндров из чугуна с сурьмой; $\times 500$

Параметры	Мелитопольский моторный завод	Фольксваген
Плавильный агрегат	Вагранка	Индукционная тигельная печь промышленной частоты
Химический состав чугуна в %	3,0—3,30 C; 1,7—2,30 Si; 0,6—0,9 Mn; до 0,12 S; 0,4—0,6 P; 0,15—0,30 Ca; до 0,20 Ni	2,8—2,9 C; 2,4—2,6 Si; 0,4—0,6 Mn; 0,65—0,75 P; 0,08 Ca; 0,60—0,65 Ni; 0,06—0,08 Ti
Состав шихты в %	28 чугуна чушкового, 25 лома стального и чугуна, 42 возврат собственного производства, 5 ферросплавов	65 стальных пакетов, 35 возврат собственного производства, электродный бой, ферросплавы
Модификатор	Ферросилиций Si75	Ферросилиций 85%
Температура выпускаемого чугуна в °С	1380	1500
Форма и количество отливок в ней	Оболочковая с горизонтальным разъемом, шесть отливок, заливка по разьему, без засыпки	Оболочковая, с вертикальным разъемом, две отливки, заливка сифоном, засыпка дробью
Твердость отливок НВ в кгс/мм ²	187—255	230—270
Очистка отливок	Дробеструйная	Дробеструйная

участи, возможно, легированного феррита и зерен собственного сурьмянистых эвтектик, имеющих характерное строение и обозначенных четкими границами (рис. 2). Структура и твердость металлической основы чугуна соответствовали требованиям, предъявляемым к нему заводскими техническими условиями. Поэтому данная добавка сурьмы принята оптимальной.

Известно, что получение качественной структуры и высоких механических свойств чугуна с пластинчатым графитом достигается совместным применением как низкого легирования, так и графитизирующего модифицирования. Поэтому в случае микролегирования чугуна сурьмой представлялось целесообразным определить влияние на механические свойства некоторых широко распространенных модификаторов. С этой целью в чугун следующего химического состава: 3,22—3,33% С; 2,03—2,34% Si; 0,70—0,71% Mn; 0,10—0,11% S и 0,10—0,14% P, совместно с добавкой 0,07% сурьмы вводили один из следующих

ности по сравнению с модифицированием чугуна ферроцерием и особенно ферросилицием и графитом.

Отмеченное влияние модификаторов связано с их различным воздействием на процесс кристаллизации жидкого чугуна [5].

На основании полученных данных для условий литейного цеха Мелитопольского моторного завода оказалось целесообразным чугун для цилиндров двигателя обрабатывать в ковше совместно сурьмой и ферросилицием. При этом количество ферросилиция нужно определять в зависимости от величины отбела клиновой пробы, а добавку сурьмы выбирать так, чтобы с учетом сурьмы в возврате ее остаточные содержания в чугуне находились в пределах 0,04—0,07%.

Применение комплексной ковшовой добавки обеспечило в заводских условиях стабильное получение заданных структуры и твердости чугуна (табл. 4). Несмотря на значительные колебания химического состава чугуна по содержанию элементов, твердость и структура оставались в заданных пределах.

Таблица 3

Добавки в %		Твердость НВ в кгс/мм ²		Структура металлической основы отливок
Сурьма Су2	Ферросилиций Si75	Пределы	Средняя	
0,02	0,20	156—197	170	До 50% феррита Перлит; отдельные включения феррита; разрозненная „сетка“ твердых включений по границам эвтектических зерен Перлит; сплошная „сетка“ твердых включений по границам эвтектических зерен То же
0,04	0,20	197—217	206	
0,06	0,20	207—255	227	
0,08	0,20	207—255	225	

модификаторов: 0,05% графита, 0,20% ферросилиция Si75; 0,03—0,05% ферроцерия; 0,02—0,05% алюминия. Результаты механических испытаний специальных образцов, вырезанных из плит различной толщины (5—30 мм), приведены на рис. 3. Здесь показано, что модифицирование графитом (кривые 1),

Механическая обработка цилиндров из чугуна с сурьмой выполнялась без каких-либо изменений режимов резания. Действительно, характеристики обрабатываемости $v=60$ м/мин для

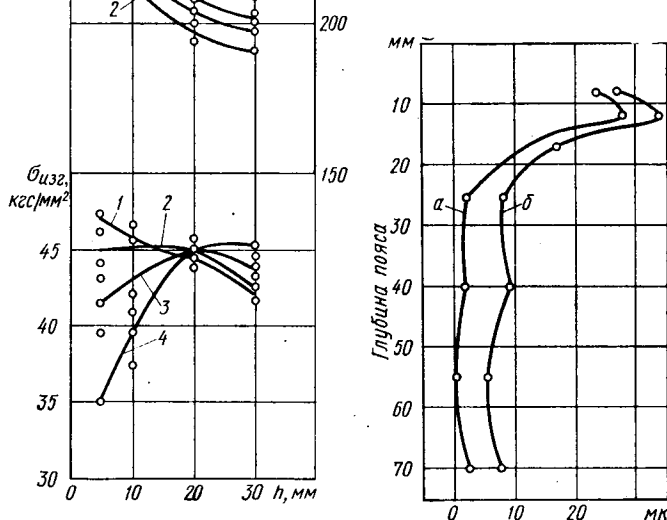
Таблица 4

Содержание элементов в %	Твердость НВ в кгс/мм ²	Структура металлической основы отливок
2,70C; 2,40Si; 0,62Mn; 0,09S; 0,37P; 0,05Cr; 0,15Ni	229—255	Перлит; „сетка“ твердых включений по границам эвтектических зерен
3,10C; 2,19Si; 0,68Mn; 0,10S; 0,28P; 0,04Cr; 0,08Ni	229—255	То же
3,44C; 2,24Si; 0,60Mn; 0,12S; 0,20P; 0,26Cr; 0,13Ni	229	•
3,23C; 3,0Si; 0,59Mn; 0,11S; 0,12P; 0,10Cr; 0,10Ni	207	•
3,50C; 2,47Si; 0,56Mn; 0,12S; 0,26P; 0,18Cr; 0,13Ni	207	•

ферросилицием (кривые 2), ферроцерием (кривые 3) и алюминием (кривые 4) оказывает практически незначительное влияние на твердость чугуна. Вместе с тем прочность чугуна, модифицированного различными добавками, заметно изменялась. Наибольшие значения прочности в быстро охлаждающихся отливках (плиты толщиной $h=5-10$ мм) обеспечивают ферросилиций и графит. Алюминий заметно понижает, а ферроцерий обеспечивает промежуточные значения прочности. В медленно охлаждающихся отливках (плиты толщиной 30 мм) модифицирование алюминия приводит, напротив, к увеличению проч-

Рис. 3. Влияние добавок ферросилиция, графита, ферроцерия и алюминия на механические свойства чугуна с сурьмой

Рис. 4. Износ опытных (а) и серийных (б) цилиндров



чугуна с сурьмой и чугуна с фосфором примерно равны, поскольку в том и другом случае структура и твердость металлической основы, определяющие параметры резания, в значительной степени подобны (табл. 5).

Таблица 5

Чугун	Твердость <i>HВ</i> в кгс/мм ²	Обрабатываемость резанием при $v=60$ м/мин
С повышением (0,40%) содержанием фосфора	214—241	26,6—29,5
С добавками (0,05—0,40%) сурьмы	189—228	25,8—32,0

Цилиндры из чугуна с сурьмой были подвергнуты стендовым износным испытаниям. Во время первой серии испытаний двигатель отработал 528 ч. Износ цилиндров и пересчете на 100 ч работы двигателя на испытательном режиме или на 1000 км пробега (пересчет осуществлен для режима номинальной мощности, соответствующей движению груженого автомобиля со скоростью 100 км/ч) приведен в табл. 6. Результаты показывают, что цилиндры из чугуна с сурьмой имели износ, значительно меньший, чем серийные цилиндры из чугуна с фосфором.

Во второй серии — двигатель на режиме испытаний отработал 150 ч. В двигатель для усиления абразивного износа цилиндров вместе с воздухом подавалась кварцевая пыль. Из количества пыли, попавшей в цилиндры, 39,8 г попало в цилиндры из чугуна с сурьмой и 18,8 г в серийные цилиндры. Тем не менее износ цилиндров из чугуна с сурьмой оказался мень-

шим (табл. 6). Средние значения максимального абсолютного износа по поясам показаны на рис. 4.

Таблица 6

Износ в мкм	Цилиндры двигателя МемЗ-566А	
	опытные	серийные
Отнесенный к 100 ч работы двигателя на режиме испытаний:		
с пылью	15,3	25,0
без пыли	0,9	2,08—2,32
Условный, отнесенный к 1000 км пробега автомобиля:		
с пылью	2,56	4,16
без пыли	0,09	0,21—0,23

Следовательно, цилиндры из чугуна с сурьмой оказались более стойкими в условиях как эрозийного, так и абразивного износа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Stráský Drahoslav, Kačirek Milan. — «Slévárenství», 1963, № 4.
2. Stráský Drahoslav. — «Slévárenství», 1967, № 9.
3. Klaban Jiří. — «Slévárenství», 1966, № 8.
4. Ершович А. Н., Кудя В. И., Рассудов В. Л. Сб. «Современные прогрессивные технологические процессы изготовления чугунных отливок», ЛДНТП, 1965.
5. Комаров О. С., Ершович А. Н. «Литейное производство», № 7, 1965.

УДК 629.113.004.67:621.791

Технология, сплавы и оборудование для наплавки клапанов способом намораживания

Д-р техн. наук Д. А. ДУДКО, канд. техн. наук Б. И. МАКСИМОВИЧ,
канд. техн. наук Л. И. ЧЕНГУРАЕВ, В. В. ЗАВОДЯН,
канд. техн. наук Н. Г. АГАФОНОВ, Э. С. МИРАКОВ,
Е. Г. БОРОДУЛИН, А. Г. МЕНЗЕНКАМПУ

Институт электросварки им. Патона

В Институте электросварки им. Е. О. Патона разработаны принципиально новый процесс и оборудование для наплавки клапанов с использованием процесса намораживания.

Сущность способа наплавки намораживанием заключается в следующем (рис. 1). На заготовку клапана укладывается литое кольцо из жаростойкого сплава. Зона наплавки покрывается порцией порошкообразного флюса. Заготовка с кольцом устанавливается в индуктор специальной конструкции и нагревается токами повышенной частоты до расплавления кольца и необходимого перегрева кольцевой ванны с жидким сплавом. Жидкий сплав испытывают в этом состоянии воздействием

ци клапана на торец клапана снизу из специального устройства подается вода. Индуктор остается во время охлаждения торца клапана под напряжением вплоть до полного затвердевания сплава. В результате достигается намораживание, т. е. направленная кристаллизация сплава, обеспечивающая высокое качество наплавки (рис. 2 и 3). Для достижения равномерного нагрева клапан вращается во время всего цикла наплавки со скоростью 20—50 об/мин. Мощность на индукторе во время всего цикла наплавки автоматически изменяется ступенчато

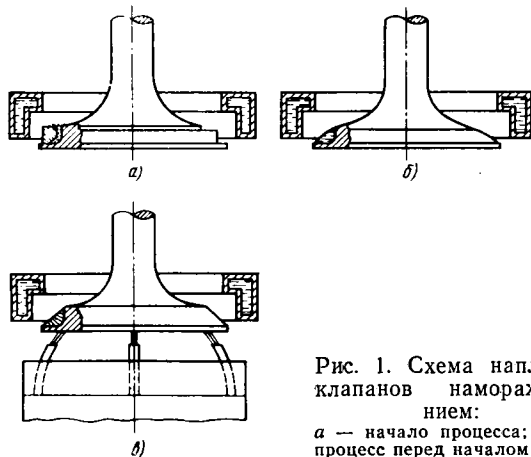
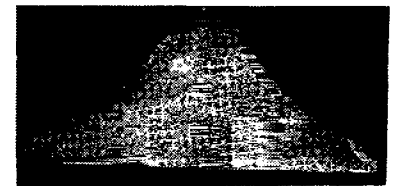


Рис. 1. Схема наплавки клапанов намораживанием:
а — начало процесса; б — процесс перед началом душирования; в — в конце душирования

магнито-гидродинамических сил, направленных перпендикулярно к поверхности, благодаря чему жидкий сплав формируется и удерживается на выточке головки клапана. Для кристаллиза-

Рис. 2. Микроструктура наплавленного клапана



по заданной программе (рис. 4). Время наплавки клапана диаметром 50 мм составляет 17—24 с, а клапана диаметром 30 мм — 8—12 с.

Для наплавки клапана способом намораживания разработаны специальные самофлюсующиеся сплавы на никель-хром-бористой основе (табл. 1), которые в 4 раза дешевле кобальто-

Таблица 1

Химический состав элемента	Сплавы	
	ЭП-616	ЭП-616А
C	0,8—1,2	0,7—1,2
Si	2,5—3,0	2,2—2,7
Cr	15,0—17,0	24,0—28,0
B	1,0—1,5	1,2—1,8
Fe (не более)	3,0	5,0
Al (не более)	0,6	0,8
Mn (не более)	0,4	0,4
Ni	Остальное	

Автомобильная промышленность № 2, 1973 г.

вых стеллитов. Сплав для наплавки клапанов для дизелей присвоена марка ЭП-616, а сплав для наплавки клапанов карбюраторных двигателей присвоена марка ЭП-616А. Эти сплавы имеют высокую стойкость против коррозии и достаточную горячую твердость. Промышленное производство этих сплавов освоено на заводе «Электросталь».



Рис. 3. Микроструктура:
а — сталь ЭП-107 и ЭП-616; б — сталь ЭП-69 и ЭП-616;
в — сталь ЭП-303 и В2КН11

Присадочный материал используется в виде литых колец, изготовляемых методом точного литья по выплавляемым моделям или методом стопочного литья в земляные формы. Наличие дефектов в присадочных кольцах, таких как поры, шлаковые включения, на качество наплавки не влияет, так как кольцо переплавляется и они благодаря направленной кристаллизации отнесаются на поверхность наплавленного слоя. Этим объясняется высокая плотность наплавленного слоя. Благодаря периферийному характеру нагрева отсутствует оплавление заготовки клапана и переход железа в наплавленный металл.

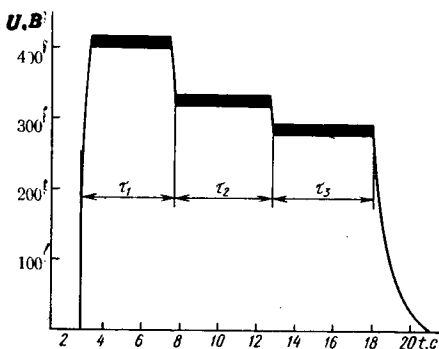


Рис. 4. Осциллограмма режима наплавки

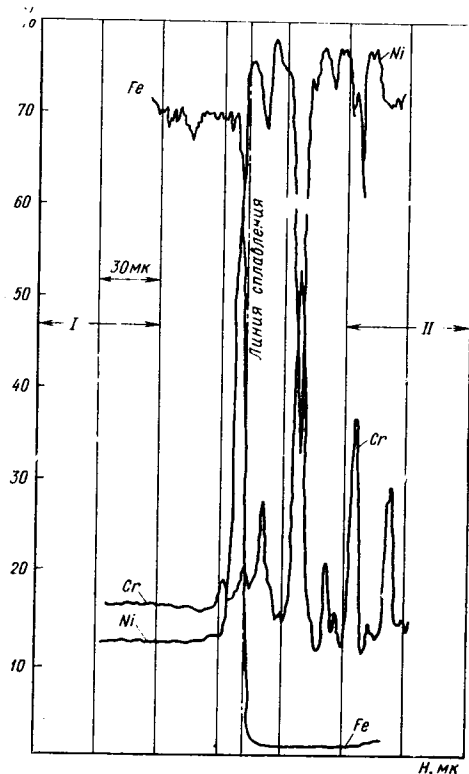


Рис. 5. Концентрационные кривые:
I — основной металл; II — наплавленный металл

С помощью микроспектрального анализа на установке «Камека» исследовано распределение никеля, железа, кобальта и хрома в переходной зоне в основном и наплавленном металлах.

На рис. 5 показано распределение никеля, железа и хрома в переходной зоне клапана, наплавленного сплавом ЭП-616.

Кривые получены с помощью электронного зонда, который перемещался по прямой линии от наплавленного слоя к основному металлу. Ширина исследуемой зоны составляла 150 мкм.

Как видно из рис. 5, распределение никеля в наплавленном слое имеет неоднородный характер. При переходе границы сплавления кривая резко понижается почти линейно, что свидетельствует о диффузионном характере соединения. Максимальная концентрация никеля в наплавленном металле 78%.

Концентрационная кривая железа за линией сплавления имеет характер тот же, что и кривая никеля. Содержание железа в наплавленном металле не превышает 1,4%. Ширина зоны соединения составляет всего 8—20 мкм.

Таблица 2

Тип двигателя автомобиля	Материал			Вид испытаний, длительность в ч (в км)	Топливо с присадкой тетраэтилсвинца в ч/л	Результаты испытаний, износ в мкм/ч фаски клапанов	
	клапана	наплавка опытных клапанов	наплавка серийных клапанов			опытных	серийных
ММЗ-968 То же ВАЗ-2101 ВАЗ-2101 ФИАТ-124 Москвич-412 ГАЗ-24 «Волга» ЗМЗ-24 ГАЗ-53	ЭП-303Б	ЭП-616А	ПК-1	Ускоренные, 100 ч	Б-91 (2,46)	0,4	2,6
	ЭП-303Б	ЭП-616А	Без наплавки	То же	Б-91 (2,46)	0,4	Прогорание через 22 ч
	ЭП-303Б	ЭП-616А	В2КН	Дорожные, 31100 км	Б-91 (2,46)	0,4	1,6
	ЭП-303	ЭП-616А	В2КН	Ускоренные, 300 ч	—	Состояние фасок равноценное	
	ЭП-303	ЭП-616А	В2КН	То же	—	—	
	ЭП-303	ЭП-616А	ПК-1	Ускоренные, 240 ч	Б-95/130 (2,9)	0,05 км	0,35 км
	ЭП-303	ЭП-616А	—	Дорожные, 150 000 км	А-76, А-76	Состояние фасок удовлетворительное	
	ЭП-303	ЭП-616А	ХН60ВУ	Ускоренные, 300 ч	Б-95/130	Состояние фасок равноценное	
	ЭП-303	ЭП-616А	ХН60ВУ	Дорожные, 33 671 км	А-76	Замечаний по клапанам нет	
	(опытный) ЭП-992 (серийный с натриевым охлаждением)	—	—	—	—	—	
ГАЗ-66 ЯМЗ-236 ЯМЗ-236 ЯМЗ-238 ЯМЗ-236 ЯМЗ-238 АМ-01, АМ-41 М-756А	То же	ЭП-616А	ХН60ВУ	Дорожные, 22 000 км	А-76	То же	
	ЭИ-69	ЭП-616	ВЗК	Ускоренные, 300 ч	А-76 (серы 0,4—0,6%)	Состояние фасок равноценное	
	ЭИ-69	ЭП-616	ВЗК	Длительные, 5000 ч	То же	То же	
	ЭИ-69	ЭП-616	ВЗУ	Дорожные, 200 000 км	—	—	
	ЭИ-69	ЭП-616	Без наплавки	Полевые, 5400 ч	—	Удовлетворительное	
	ЭИ-69	ЭП-616	Без наплавки	Дорожные, 8000 ч	—	Замечаний нет	
	—	—	—	—	—	—	
	—	—	—	—	—	—	
	—	—	—	—	—	—	
	—	—	—	—	—	—	

Новый способ наплавки позволяет успешно наплавлять сплавы как на никелевой, так и на кобальтовой основах. При наплавке клапанов на никелевой основе хорошо зарекомендовали себя легкоплавкие флюсы на основе буры и борного ангидрида: 80% $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$ и 20% B_2O_3 или 50% $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$, 25% B_2O_3 и 25% KF , при наплавке ВЗК используется флюс следующего состава: 16—18% Na_2O и 8—10% K_2O и остальное SiO_2 , при наплавке сплавов ЭП16А — борный ангидрид B_2O_3 .

Применение таких флюсов позволяет повысить качество наплавки.

Способ намораживания обеспечивает стабильное качество наплавки как на клапанные стали мартенситного класса (ЭИ107,40Х), так и на стали аустенитного класса (ЭИ69), в том числе и на аустенитную сталь с высоким содержанием азота (ЭП303). Несмотря на наличие в стали ЭП303 до 0,4% азота, при ее наплавке способом намораживания брак по порам не превышает 2%, так как переход основного металла в наплавленный незначителен и составляет 1,0—8%, в зависимости от типа наплавленного сплава.

Наплавка клапанов намораживанием выполняется на установках ОБ-1098М, которые выпускает Опытный завод Института электросварки. Установки ОБ-1098М снабжены блоками стабилизации режима, блоками программного управления, ко-

торые выполнены в виде бесконтактных схем на логических элементах. Это обеспечивает надежную работу установок в условиях интенсивной эксплуатации с высокой стабильностью качества наплавки.

Способ наплавки клапанов намораживанием внедрен на специализированных клапанных заводах: на Куйбышевском заводе клапанов при производстве клапанов для дизелей, на Челябинском автоматическом заводе для двигателей автомобиля ГАЗ-24 «Волга», на Ворошиловградском заводе автомобильных клапанов для двигателей автомобиля «Запорожец». Кроме того, смонтированы линии для наплавки методом намораживания на Уфимском моторном заводе для автомобиля «Москвич» и Волжском автозаводе для автомобиля «Жигули». В ближайшее время намечено также внедрение такого процесса наплавки на ряде моторостроительных заводов для судовых и тепловозных дизелей.

Клапаны, наплавленные сплавами ЭП-616 и ЭП-616А способом намораживания, прошли успешно всесторонние стендовые и дорожные испытания на карбюраторных двигателях и дизелях мощностью 30—3000 л. с. (табл. 2). При этом установлено, что долговечность таких клапанов увеличилась в 3—10 раз по сравнению с ненаплавленными.

УДК 621.43—233.13:621.787

Упрочнение коленчатых валов дизелей поверхностным пластическим деформированием

В. Н. БУНТОВ, А. Б. НОВИКОВ, Б. А. ПЕТУХОВ, К. С. АВВАКУМОВ

Ярославский моторный завод

В ЦЕЛЯХ повышения долговечности коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания проводятся различные виды упрочняющей обработки, например, термическая, термохимическая или механическая. Наиболее распространенным способом упрочнения стальных коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей является поверхностная закалка коренных и шатунных шеек т.в.ч.

Закалка т.в.ч. повышает твердость, а следовательно, и износостойкость шеек вала. Однако по обычно применяемой технологии закаленная зона на шейках находится на расстоянии 8—10 мм от шеек, а галтели, являясь опасным сечением, остаются незакаленными. Поэтому усталостные разрушения в зоне галтелей — одна из частых причин поломок коленчатых валов.

Повысить прочность вала можно упрочнением зоны галтелей методом пластического деформирования за счет обкатки галтелей роликами.

На первом этапе экспериментально-исследовательских работ, которые проводились на универсальном оборудовании с применением простейших приспособлений, были выявлены некоторые особенности поведения валов при обкатке, отработаны различные варианты режимов обкатки, формы рабочего профиля обкатных роликов и т. д.

На основании проведенных работ были получены результаты о повышении усталостной прочности коленчатых валов на 15—20%.

Второй этап исследований, а затем внедрение в производство осуществлялись на специальных полуавтоматических станках, обеспечивающих одновременное упрочнение всех галтелей коренных и шатунных шеек за один цикл работы станка на окончательно обработанном коленчатом валу. На рис. 1 приведена схема рабочего органа станка для упрочнения галтели одной из шеек коленчатого вала.

Однако уже при первичных испытаниях станка выяснилось, что большинство валов после операции упрочнения получало деформации, выходящие за пределы допустимых технических условий чертежа (бение коренных шеек достигало 0,2 мм при допуске 0,03 мм).

Устранять деформацию валов за счет введения правки нежелательно, так как при правке коленчатые валы теряют некоторую долю усталостной прочности. Известны случаи, когда галтели упрочняются перед окончательным шлифованием шеек, для чего галтели поднутряются в тело вала и шейки окончательно шлифуются после упрочнения галтелей. Однако такая технология требовала коренной перестройки процесса, введения дополнительных специальных высокоточных станков для поднутрения галтелей, т. е. вложения значительных капиталъ-

ных затрат и ввода дополнительных производственных площадей.

В целях ускорения внедрения процесса упрочнения галтелей и использования имеющегося оборудования поточной линии разработан технологический процесс, требующий поднут-

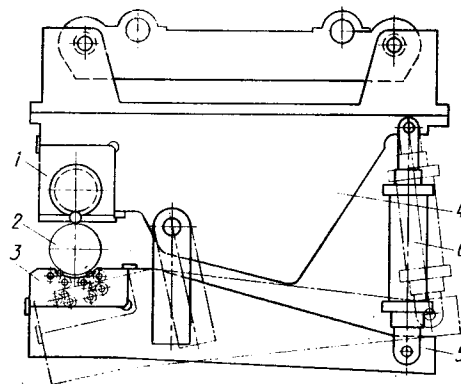


Рис. 1. Схема рабочего органа станка для упрочнения галтели одной из шеек коленчатого вала:

1 — верхняя кассета с накатными роликами; 2 — шейка коленчатого вала; 3 — нижняя кассета с опорными роликами; 4, 5, 6 — рычаги рабочего органа станка, создающие усилие обработки с помощью гидроцилиндра

рения галтелей только на коренных шейках и одновременного упрочнения всех коренных и шатунных шеек с последующим окончательным шлифованием только коренных шеек.

Поднутрение галтелей осуществляется шлифованием профилированным кругом одновременно с предварительным шлифованием коренных шеек. При этом шлифовальный круг правится по форме, изображенной на рис. 2. Правящий алмазный ролик, вращаясь относительно своей оси, перемещается по копиру вдоль оси круга.

Технологический маршрут обработки шеек вала, включающий подготовительные (перед упрочнением) и завершающие операции по изготовлению вала, приведен на рис. 3.

На рис. 4 показан профиль коренной (а) и шатунной (б) шеек. Поднутрение галтели коренных шеек (рис. 4, а) принято 0,3 мм (припуск под окончательное шлифование составляет 0,15 мм на сторону).

Обработка криволинейного профиля головки разжимного кулака колодочного тормоза

В. С. ДЕСЯТНИК, А. П. МИНАКОВ

Могилевский автозавод им. С. М. Кирова

ТОЧНОСТЬ расположения равноудаленных от оси вращения точек симметричных кривых, образующих профиль головки разжимного кулака колесных колодочных тормозов автомобилей большой грузоподъемности и тягачей, существенно влияет на эффективность и равномерность торможения. Существующий на ряде автозаводов технологический процесс изготовления разжимного кулака не обеспечивает такой точности. Объясняется это тем, что сложный криволинейный профиль головки изготавливается методом горячей штамповки с последующей чеканкой и механической обработке не подвергается.

Устранить указанный недостаток можно только путем механической обработки криволинейного профиля головки.

Могилевский автозавод им. С. М. Кирова отказался от установки разжимного кулака с необработанным (штампованным) профилем головки. В результате была введена механическая обработка на металлорежущем токарно-затыловочном станке модели 96, конструктивно и технологически позволяющем обрабатывать такие поверхности.

В поисках наиболее производительного метода обработки на этом станке были опробованы: шлифование по всей ширине головки с поперечной подачей шлифовального круга; продольное

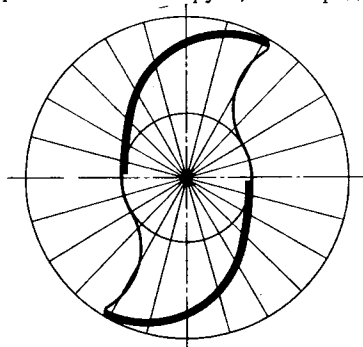


Рис. 1

точение проходным резцом в один проход; фрезерование концевой фрезой по всей ширине головки за один оборот разжимного кулака.

На рис. 1 изображен профиль головки разжимного кулака. Места обработки обозначены толстыми линиями.

Из опробованных методов обработки внедрен наиболее эффективный по производительности — метод фрезерования концевой фрезой в один проход за один оборот разжимного кулака.

Методы шлифования и точения обеспечивают необходимые требования обработки, но ввиду увеличения хода отбоя и большой частоты отбоя возникает повышенная вибрация, которая может быстро вывести станок из строя. Метод фрезерования это исключает, но требует модернизации станка (рис. 2),

закрывающейся в изменении его технической характеристики за счет установки дополнительных силовых кинематических узлов.

Рассмотрим техническую характеристику токарно-затыловочного станка модели 96 после модернизации.

Электродвигатель ФТ 51/8-4:	
мощность N в кВт	2—3
число оборотов n_d в минуту	750/1400
Минимальное число оборотов шпинделя $n_{ш}$ в минуту	0,31
Число оборотов фрезы n_f в минуту	200
Передаточное число:	
клиноремной передачи $i_{к-п}$	2,5
зубчатой передачи фрезерной головки $i_{з-п}$	2,8
Подача $S_{об}$ на оборот фрезы в мм/об	0,5
Скорость v резания при диаметре 100 мм в м/мин	25
Сила резания P в кгс	135
Производительность в шт/ч	17

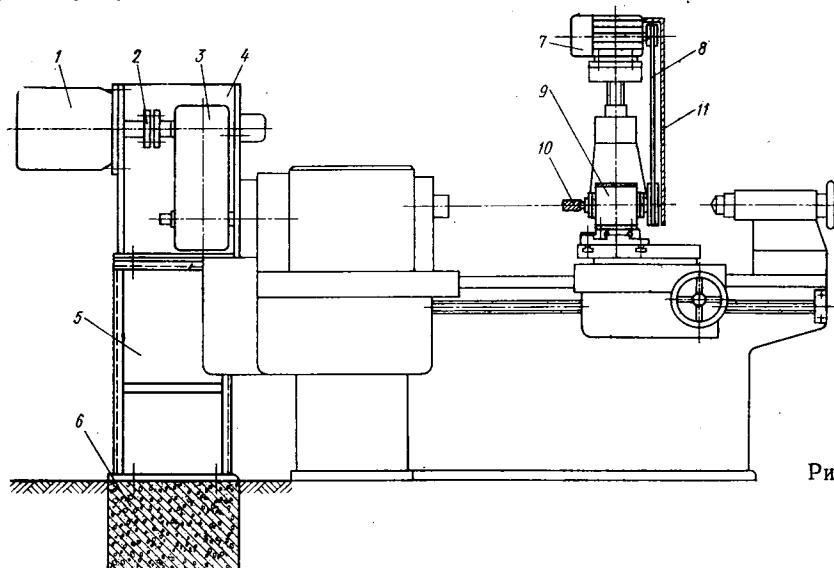


Рис. 2

При необходимости производительность можно повысить до 25—30 шт/ч. Деталь прикрепляется к хвостовику в грехулачковом патроне.

Привод осуществляется электродвигателем 1 марки ФТ 51/8-4 через жесткую муфту 2 и редуктор 3 типа ВК-350-Ш-3. Электродвигатель и редуктор установлены на специальном кронштейне 4, который прикреплен к станку и стойке 5. Стойка 5 установлена на фундаменте 6.

Привод фрезерной головки осуществляется от электродвигателя 7 марки АО2 через клиноремную передачу 8. Фрезерная головка 9 устанавливается на поперечном суппорте вместо резцедержателя. Режущий инструмент — концевая фреза 10. Клиноремная передача защищена кожухом 11.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОННОЙ АВТОМАТИКИ НА АВТОМОБИЛЕ

АНАЛИЗ информации по применению средств электронной автоматики на автомобиле позволяет утверждать, что они внедряются в устройства управления практически всеми системами и узлами автомобиля. Авторами данной статьи сделана первая попытка систематизировать эти устройства в виде структурной схемы комплексного применения электронной автоматики на автомобилях (см. рисунок). Из схемы видно, что автоматика охватывает следующие объекты и направления: двигатель, трансмиссию, тормозную систему, систему электропитания, приборы освещения и световой сигнализации, устройства управления режимом движения, устройства предотвращения запрещенных действий, вспомогательные устройства, устройства сигнализации о неисправностях узлов и систем автомобиля, комплексное применение средств электронной автоматики на автомобиле.

Электронная автоматика двигателя. Объектами автоматизации в двигателе являются системы зажигания, пуска двигателя, впрыска топлива, управления температурным режимом двигателя. Проблемы, связанные с электронными системами зажигания, являются традиционными. Эти проблемы охватывают контактно-транзисторные и бесконтактные системы. Перспективными являются системы с автоматическим регулированием угла опережения зажигания.

Электронная система впрыска топлива предполагает принудительное введение топлива при помощи специальных дозаторов, которые открываются в соответствующий момент на определенное время под воздействием электрических импульсов. Длительность импульсов, а следовательно, и состав смеси регулируются датчиками разрежения во впускной трубе режима ускорения, теплового режима, барометрического давления.

Применение электронной системы впрыска позволяет улучшить мощностные и экономические показатели двигателей (расход топлива, мощность, приемистость), облегчает пуск холодного двигателя, увеличивает эксплуатационную надежность системы питания без применения регулирования. В большинстве публикаций отмечается снижение вредных примесей в отработавших газах, что, по-видимому, является главным достоинством системы.

Электронная автоматика трансмиссии. К этим устройствам относятся электронные системы управления сцеплением, коробкой передач, рулевым механизмом. Одна из конкретных задач — замена гидравлической системы управления переключением передач в автоматической коробке электронным узлом с соответствующими датчиками. Ее решение значительно облегчит труд водителя и будет способствовать повышению безопасности движения.

Электронная автоматика тормозных систем. Эта автоматика в основном используется в противоблокировочных устройствах. Противоблокировочное устройство — это дополнительное оборудование тормозной системы, предотвращающее блокировку колес при торможении автомобиля. В настоящее время отдается предпочтение электронным противоблокировочным устройствам. Основным назначением противоблокировочных устройств является предотвращение заносов автомобиля при резком торможении на скользкой дороге. В то же время, по английским данным, 25% всех аварий и катастроф происходит именно вследствие заносов автомобилей.

Применение противоблокировочных устройств, кроме предотвращения заносов, увеличивает общий пробег шин, в большинстве случаев сокращает тормозной путь на 10—50% в зависимости от грунта, нагруженности и типа автомобиля, предотвращает складывание автопоездов.

Электронные противоблокировочные устройства разрабатываются большинством ведущих фирм США, Англии, Франции, ФРГ, Японии и Италии.

В настоящее время электронные противоблокировочные устройства уже применяются на некоторых автомобилях.

Фирма Бендикс Вестингауз Атомotive Эйр Брак Ко предполагает к 1975 г. выпустить противоблокировочные устройства на 1,8 млн. колес в год.

В соответствии с федеральными требованиями в США все автомобили большой грузоподъемности, которые будут выпускаться после 1 сентября 1974 г., должны оборудоваться противоблокировочными устройствами, исключающими занос.

Блокировка колеса связана с наличием зависимости тормозной силы на ко-

лесе от степени его скольжения. Тормозная сила (соответствующая продольному сцеплению колеса с дорогой) при некоторой критической степени скольжения достигает максимального значения, а затем с ее возрастанием уменьшается до полной остановки колеса, при которой степень скольжения достигает единицы (полное скольжение). Этот процесс протекает во времени очень быстро. Величина критической степени скольжения зависит от параметров дороги и автомобиля. Боковое сцепление колеса с дорогой, определяющее устойчивость автомобиля против заноса, с увеличением степени скольжения монотонно падает и при полной остановке колеса достигает минимального значения. Поэтому для обеспечения максимального тормозного эффекта (минимального тормозного пути) при сохранении устойчивости против заноса тормозная система должна работать в области, близкой к критической степени скольжения, что и обеспечивается противоблокировочным устройством.

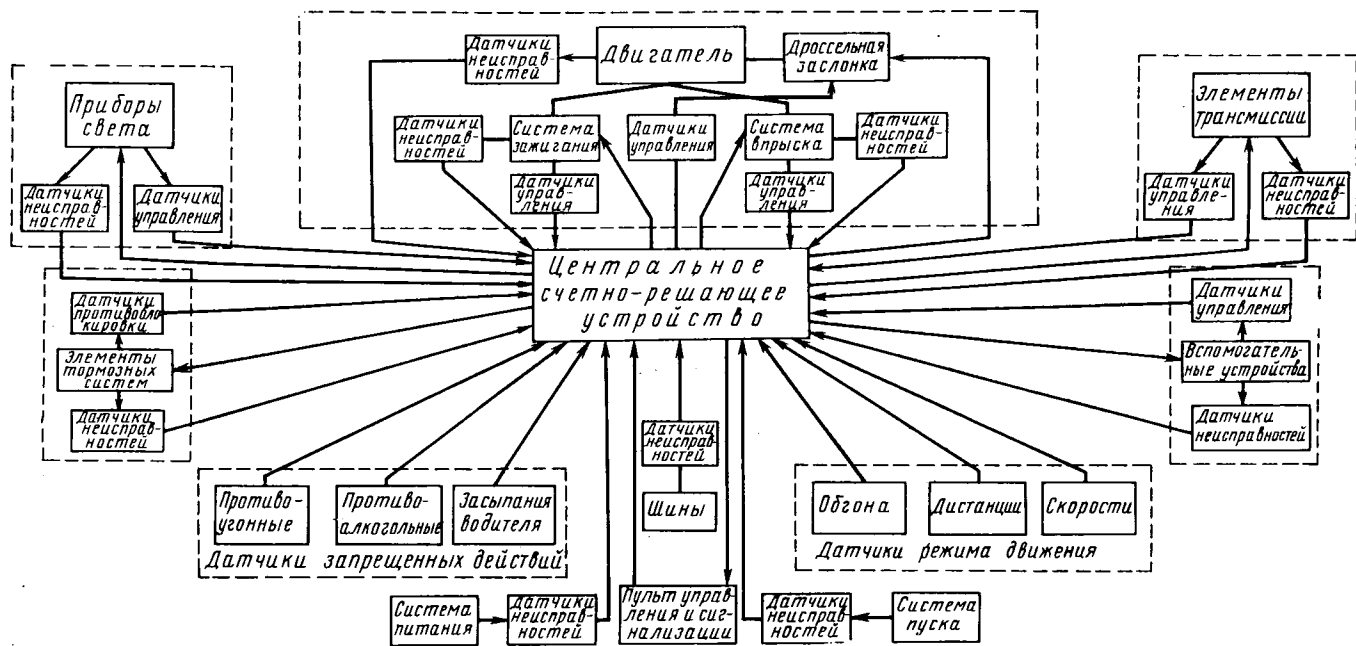
После того как тормозная система достигает рабочей области и проявляется тенденция к уменьшению тормозной силы, противоблокировочное устройство снижает тормозное давление в рабочем органе колеса, которое затем вновь увеличивается до повторного снижения и т. д.

О степени скольжения, т. е. о требуемом моменте сброса давления, можно косвенно судить по скорости заторможенного колеса и по его замедлению.

Скорость вращения колеса измеряется с помощью специальных датчиков: бесконтактного или контактного.

Для регулирования давления в рабочем органе, т. е. в тормозной камере или цилиндре колеса, служит модулятор. Он может содержать один или два электрических соленоидных клапана, причем в последнем случае один из них в рабочем состоянии открыт для снижения тормозного давления в рабочем органе данного колеса, а другой закрыт для изолирования основного тормозного тракта от регулируемого органа. Модулятор является элементом противоблокировочного устройства, сопрягающим это устройство с тормозной системой.

Преобразование сигналов датчиков в командные импульсы и распределение этих импульсов по каналам соответствующих электрических клапанов осу-



ществляется электронным счетно-решающим управляющим устройством.

Для обеспечения максимальной эффективности торможения при сохранении максимальной устойчивости против заноса амплитуда регулирования тормозного давления в рабочем органе колеса должна быть по возможности малой, а частота — достаточно большой (обычно несколько Гц, но не более 20 Гц). Малая амплитуда и большая частота регулирования обеспечивают также отсутствие ощутимых толчков, что положительно сказывается на комфортабельности автомобиля.

Для оценки противоблокировочных устройств полезно использовать следующие критерии:

- 1) устойчивость в горизонтальной плоскости;
- 2) эффективность торможения;
- 3) надежность;
- 4) стоимость.

Различные варианты противоблокировочных устройств в разной степени отвечают тем или иным перечисленным требованиям. Варианты эти отличаются друг от друга количеством и расположением регулируемых объектов, т. е. количеством и расположением исполнительных устройств.

Уменьшение тормозного пути, т. е. улучшение эффективности торможения, происходит по мере роста количества регулируемых объектов.

При оценке устойчивости имеется в виду торможение на дороге с разными коэффициентами сцепления по обе стороны от продольной оси автомобиля. Увеличение устойчивости происходит по мере уменьшения вращающего момента в горизонтальной плоскости в зависимости от компоновки регулируемых объектов. Характерной является практически обратная зависимость между эффективностью и устойчивостью.

Кроме того, в случае неисправности противоблокировочного устройства тормозная система переходит в обычный режим работы с соответствующей сигнализацией об этом.

Если основной задачей считать предотвращение заносов при относительно

малой стоимости устройства, то, по-видимому, следует остановиться на регулировании передней и задней осей. Если добиваться улучшения устойчивости с одновременным сокращением тормозного пути, то можно прибегнуть к более дорогостоящему компромиссному решению.

Фирмы корпорации Бендикс (США), Телдикс (ФРГ), ДВА (Франция), например, применяют устройство с регулированием передней оси при раздельном регулировании задних колес.

Особое значение для противоблокировочного устройства имеет надежность. Отсюда возникают повышенные требования к структуре и технологии изготовления устройства. В частности, актуальным является применение интегральных схем.

Для выяснения перспектив применения и разработки электронных противоблокировочных устройств первостепенное значение имеет оценка их стоимости и степени сложности.

По поводу стоимости, которая зависит от количества регулируемых объектов, имеются следующие данные, полученные из разных источников: 400 долл. (четырёхколесная система легкового автомобиля высокого класса), 50, 100, 200 ф. ст. в зависимости от сложности и серийности устройств, 2% стоимости автомобиля при массовом производстве.

Сложность устройства зависит прежде всего от типа тормозной системы и от количества регулируемых объектов. Для пневматических тормозных систем противоблокировочные устройства проще, чем для гидравлических. Степень сложности возрастает с увеличением количества регулируемых объектов. Наиболее сложным элементом является электронное управляющее устройство. Оно представляет собой электронный блок, в состав которого входит счетно-решающее устройство аналогового или цифрового типа.

По утверждению представителя фирмы ДВА, их управляющее устройство содержит приблизительно 400 дискретных компонентов и три интегральные

схемы; оно размещается в небольшом металлическом ящике.

Электронная автоматика системы электропитания. В системах электропитания электроника в виде отдельных диодов или выпрямительных блоков уже сейчас широко используется в комплекте с генераторами переменного тока для выпрямления тока. Применяются также электронные регуляторы напряжения.

В настоящее время разработаны и внедрены генераторные установки переменного тока для автомобилей и тракторов с контактно-транзисторными регуляторами напряжения и для автомобилей — с бесконтактными регуляторами.

В ближайшие годы широкое распространение получат электронные регуляторы напряжения на интегральных схемах.

Электронная автоматика приборов освещения и световой сигнализации. Основные нарушения правил безопасности при движении автомобиля в ночное время связаны с неправильным применением света и световой сигнализации. В связи с этим становится понятным стремление автоматизировать управление светом. Имеются сообщения о применении электронной схемы включения габаритных фонарей, устройства автоматического включения фар при выезде из гаража на неосвещенную улицу и их выключения при хорошем внешнем освещении, устройства автоматического управления светом фар и стояночным светом.

Большое внимание уделяется переключению дальнего света фар на ближний. Однако в этом направлении наблюдается странная тенденция. Так, во многих литературных источниках предлагается осуществлять переход с дальнего света на ближний под влиянием интенсивной освещенности от дальнего света встречного автомобиля. В рациональной системе автоматического переключения света фар команда на переключение с дальнего света на ближний должна поступать от ослепляемого автомобиля на

ослепляющий. Принципиально такая система может быть осуществлена.

Отдельным и актуальным направлением электронной автоматизации световых приборов является регулирование положения оптического элемента фар в зависимости от распределения нагрузки автомобиля вдоль продольной оси с целью предотвращения слепящего действия ближнего света.

Пределы регулирования исчисляются в нескольких градусах. Рабочим параметром является взаимное расположение рамы и осей автомобиля при различном распределении веса по осям и ускорении автомобиля. Помехами служат колебания этой же величины вследствие тряски. Устройство должно предусматривать частотное разделение между рабочими и паразитными сигналами.

В качестве исполнительного устройства поворота оптического элемента фары используется, например, система электромагнитов или биметаллическая пластина, управляемая током обмотки (фирма Бош). По-видимому, могут быть применены и другие исполнительные устройства. В качестве датчиков фирма Бош использует катушки индуктивности с передвигаемыми внутри них сердечниками.

Электронная автоматика управления режимом движения. Все подобные устройства целесообразно подразделить на следующие три вида: электронные регуляторы скорости, электронные устройства для предотвращения столкновений, электронные устройства сигнализации обгона.

Автоматическое регулирование скорости высвобождает время водителя для наблюдения за дорожной ситуацией.

Еще в 1966 г. автомобиля Pontiac по заказу снабжались регулятором скорости Электро Круиз, представляющим собой электронно-пневматическое устройство, поддерживающее постоянство скорости движения автомобиля в широком диапазоне (50—130 км/ч с точностью ± 5 км/ч).

Устройством такого типа является автоматический регулятор скорости, применяемый на автомобилях фирмы Форд, Меркури, который поддерживает выбранную водителем скорость при подъеме или движении под уклон. Когда достигается желаемая скорость, нажимают на кнопку управления и счетно-решающее устройство поддерживает постоянство скорости автомобиля. При этом не надо нажимать на педаль подачи топлива. Даже после некоторой кратковременной потери скорости она восстанавливается автоматически. При резком торможении система автоматически отключается.

В регуляторе скорости Бендикс при достижении нужной скорости водитель нажимает кнопку фиксации скорости. Если после этого нужно увеличить скорость, то он вновь нажимает эту же кнопку. Пока водитель ее держит, автомобиль набирает скорость с фиксированным ускорением $0,6 \text{ м/с}^2$. Когда кнопка отпущена, сохраняется новая фиксированная скорость. Для снижения скорости предусмотрена вторая кнопка, действующая аналогичным образом.

Сообщается, что среди прочих новых систем фирма Лукас предлагает систему поддержания постоянной крейсерской скорости.

Весьма актуальной является проблема предотвращения столкновений. Чаше

всего для предотвращения столкновений используются различные дальномеры и сигнализаторы дистанции.

Японские фирмы выпустили локационное устройство. Фирма Джeneral Электрик выдвинула идею устройства, предохраняющего от наездов и содержащего лазер малой мощности. В Детройте разрабатываются устройства автоматического управления автомобилем, работающие на ИК-излучении, непрерывно измеряющие расстояние между автомобилями и разность их скоростей.

Фирма Форд проводила в 1970 г. испытания устройств для автоматического управления скоростью автомобиля и сохранения дистанции между двумя следующими один за другим автомобилями. Луч радиолокатора, достигая впереди идущего автомобиля, отражается и фиксируется приемником, установленным под крышкой радиатора. Приняв эти сигналы, небольшое счетно-решающее устройство автоматически управляет тормозной системой и педалью подачи топлива таким образом, что сохраняется заданная дистанция между автомобилями.

Актуальной проблемой является также создание системы сигнализации обгона с применением средств электроники. В такого рода оборудовании, воспринимающем сигналы обгона, особенно нуждаются автомобили большой грузоподъемности и тягачи автопоездов, водители которых не слышат обычных звуковых сигналов.

Электронные устройства предотвращения запрещенных действий. К этим устройствам можно условно отнести противоугонные, противоалкогольные, а также устройства, действующие против засыпания водителя или предотвращающие катастрофические последствия засыпания.

Противоугонные устройства, по-видимому, целесообразно применять только в сочетании с другими устройствами, предотвращающими запрещенные действия.

Актуальнейшая проблема предотвращения вождения автомобиля водителем в нетрезвом состоянии может решаться применением электронных устройств, причем входными параметрами могут быть запах алкоголя, способность водителя набрать за короткое время заданный код.

Большое число аварий связано с засыпанием водителя. Для их предотвращения также могут применяться электронные устройства. Измеряемыми параметрами могут быть сила контакта руки с рулевым колесом, частота реверсирования водителем рулевого колеса, наклон головы водителя при засыпании и т. п.

По всей вероятности, некоторые признаки действий засыпающего и нетрезвого водителей могут совпасть. Возможно, что надо применять комплекс признаков.

Противоугонные устройства в настоящее время в большинстве контактные, включающие сигнализацию при открытии дверей, капота или пуске двигателя, но они могут строиться и на электронных схемах, образуя своего рода электронный ключ для системы зажигания, включающий ее лишь при наборе определенного кода. При неправильном наборе или при попытке проникнуть в автомобиль или пустить двигатель может

применяться соответствующая противоугонная сигнализация.

Электронная автоматика вспомогательных устройств. К этой группе можно отнести любое из устройств, не вошедшее в предыдущие группы и не являющееся структурной частью самого автомобиля.

В частности, актуальными проблемами можно считать создание устройств управления системами кондиционирования воздуха в салонах или кабинах автомобилей и автобусов, стеклоочистителем и стеклоомывателем, особенно с регулируемым интервалом между рабочими ходами щетки, электронных спидометров и тахометров, электронных указателей поворота и т. п.

Электронная система сигнализации о неисправностях узлов и систем автомобиля. Проблема определения неисправностей и соответствующей сигнализации и изменений может решаться в зависимости от двух обстоятельств: частоты появления неисправностей и их важности с точки зрения безопасности движения.

Обнаружение тех неисправностей, которые повторяются сравнительно редко, можно возложить на аппаратуру пунктов технического обслуживания с той или иной степенью автоматизации.

Обнаружение и сигнализация о неисправностях или аварийных режимах, повторяющихся часто и имеющих тенденцию проявляться на ходу автомобиля, а также о неисправностях, которые могут иметь катастрофические последствия, должны выполняться автономными устройствами, расположенными на самом автомобиле.

Система фирмы Лукас, например, для проверки состояния автомобиля позволяет проверить восемь параметров: состояние гидропривода тормозов, уровень тормозной жидкости, износ тормозных накладок, давление масла в системе смазки, состояние ламп, уровень масла в картере двигателя, уровень воды в радиаторе, уровень воды в стеклоомывателе. О неисправностях сигнализируют светящиеся надписи на переднем щитке. В японских публикациях сообщается о применении многоканальной универсальной схемы индикации состояния основных устройств автомобиля (двигателя, электрической системы, тормозов, освещения и др.). Большое внимание уделяется сигнализации о состоянии шин.

Интересным является один из прогнозов по безопасности легковых автомобилей будущего. В этом прогнозе, в частности, говорится, что автомобиль будущего предполагается оборудовать сигнальными устройствами, заранее предупреждающими о возникновении опасности, например, приспосабливаниями, срабатывающими при износе фрикционных накладок тормозов и указывающими на необходимость их замены, индикаторами, включающимися при низком уровне жидкости в резервуаре тормозных систем или масла в автоматической коробке передач, индикаторами износа протектора шин, а также индикаторами мелких неисправностей и неисправностей системы освещения и электрооборудования.

При построении систем сигнализации о неисправностях должно быть хорошо продумано устройство индикации. Это устройство должно обеспечить достаточно полную и с нужной частотой ин-

формацию о состоянии соответствующих параметров и вместе с тем в минимальной степени отвлекать водителя от наблюдения за дорожной ситуацией. При последовательном опросе датчиков частота опроса должна быть тем выше, чем ответственнее контролируемый параметр с точки зрения безопасности движения.

Создание системы сигнализации о неисправностях неизбежно приведет к реконструкции щитка приборов.

Комплексное применение средств электронной автоматики на автомобиле. Рассмотренные устройства могут применяться не только каждое в отдельности, но и в комплексе. Перспективным является именно комплексное применение всех средств электронной автоматики на автомобиле в составе единой системы управления, поскольку такая система, имея достаточную надежность, обладает минимальным весом и габаритами и ее применение экономически целесообразно.

В такой системе могут быть объединены некоторые датчики и исполнительные элементы периферийных устройств. Например, локатор может служить датчиком одновременно для устройств управления режимом движения, для устройств автоматического переключения света фар и, возможно, даже для противоблокировочных устройств; колесные датчики противоблокировочных устройств могут использоваться также в схемах спидометров и в электронных регуляторах скорости.

Для всех устройств запрещенных действий, по-видимому, следует использовать общий исполнительный элемент, разрывающий цепь зажигания и сигнализирующий о нарушении, в регуляторе скорости и устройстве для предотвращения столкновений может быть использован общий исполнительный элемент, воздействующий на дроссельную заслонку.

Если в этих устройствах предусмотрено воздействие на тормоза, то в качестве исполнительного элемента можно ис-

пользовать модуляторы противоблокировочного устройства.

Надобность в электронных блоках управления отдельными устройствами отпадает, ибо вместо них должно применяться единое счетно-решающее устройство. Осуществляя последовательно централизацию при оптимальном построении логических цепей, используя принцип приоритетного обслуживания, можно добиться, что при большом количестве устройств электронной автоматики стоимость счетно-решающего устройства в расчете на одно периферийное устройство будет весьма мала, а надежность достаточно высока.

Имеются сообщения о том, что централизованные системы управления уже применяются. Например, фирма Бош создала комплексную систему для разгрузки водителя, воспринимающую большой объем информации о состоянии внешней среды и самого автомобиля. Сообщается также, что фирма Лукас объявила о создании электронной системы впрыска топлива, системы Автокруиз для поддержания постоянства заданной скорости, системы, следящей за состоянием автомобиля и сигнализирующей о неисправностях, электронного ограничителя числа оборотов и др. Все это оборудование применяется на автомобиле «Триумф» модели 25P1 и образует единый комплект.

Экономический аспект проблемы. Для экономического обоснования затрат на электронную автоматику нужны статистические данные. Однако актуальность поставленных проблем не вызывает сомнений и при отсутствии полной статистики.

При широком развитии работ и особенно при широком внедрении в промышленное производство тех или иных устройств потребуется точный ответ, по крайней мере, на два вопроса: на сколько снизятся аварийность и человеческие жертвы и каков экономический эффект от внедрения тех или иных устройств.

Получить ответ на первый вопрос можно, собрав соответствующий статисти-

ческий материал и сделав прогнозы на будущее. На основе этого можно ответить и на второй вопрос. При этом необходимо учитывать материальный ущерб, связанный не только с поломками автомобилей и другого оборудования, но и с выплатой пенсий по инвалидности и при потере кормильца и страховых сумм пострадавшим от аварий. Несмотря на отсутствие полных данных, можно выполнить некоторые ориентировочные расчеты.

Так, в 1970 г. в США материальный ущерб от дорожно-транспортных происшествий составил 16 млрд. долл. и погибло около 55 тыс. человек.

В Англии составлена таблица, показывающая, на сколько процентов те или иные конструктивные усовершенствования снижают травматизм при авариях. В частности, считается, что применение противоблокировочных устройств снижает травматизм на 10%.

Если условно предположить, что материальный ущерб пропорционален травматизму, то одновременная затрата 1,6 млрд. долл. на оборудование противоблокировочными устройствами всего автомобильного парка США окупилась бы в течение года. Совершенно неопределимый материальный выигрыш можно получить от использования противоблокировочных устройств.

Однако, каково бы ни было экономическое обоснование, ясно, что разработка и внедрение электронной автоматики потребует больших и первоначально не окупаемых материальных затрат.

В связи с этим, по-видимому, первоочередное внедрение электронной автоматики должно осуществляться на специальных автомобилях высокого класса и таких средствах массового передвижения, как автобусы и троллейбусы, где вопросы безопасности особенно актуальны и где допустимы сравнительно большие затраты материальных средств.

И. Г. БАРАННИК, Л. М. РЕГЕЛЬСОН

УДК 621.43.044.7

ОСОБЕННОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ЗАРУБЕЖНЫХ ФИРМ

В НАСТОЯЩЕЕ время имеются рекомендации Международной электротехнической комиссии по емкости ряду аккумуляторных батарей с указанием предельных габаритных размеров. Однако на сегодня, как показывают изучения материалов, эти рекомендации не выполняются. Большинство зарубежных фирм выпускают довольно широкий ассортимент аккумуляторных батарей. В каталогах ведущих зарубежных фирм, например, японских (Фурукава, Яса, Кобе, GS), английских (Лукас, Олдхэм, Хлорайд), итальянских (Магнети Марелли, Титано) и французской (Фулмен), содержатся довольно значительные емкостные ряды, что говорит о низкой степени унификации [1, 2].

Проведенный анализ габаритных размеров аккумуляторных батарей этих фирм показывает, что батарей, выпускаемых на пластинах одного типоразмера, мало.

Большинство фирм уделяет значительное внимание внешнему оформлению выпускаемых ими аккумуляторных бата-

рей. Цветные баки и пробки, красочные этикетки с обозначением фирмы и типа батарей, общие крышки, утопленные межэлементные соединения придают им хороший товарный вид.

Зарубежные фирмы изготавливают пробки с индикатором уровня, контролирующим уровень электролита в батарее, а также пробки с автоматической установкой уровня при доливке (фирмы Магнети Марелли, Хоппек и т. д.). Кроме того, вместо пробок делается одна общая планка, а в отверстия под пробку вставляются пластмассовые пружинящие клапаны, предохраняющие электролит от выплескивания (фирмы Фортис, Лукас и т. д.).

Для поддержания постоянного уровня электролита в элементах аккумуляторной батареи австрийская фирма Фортис и др. делают специальные резервуары (карманы) на крышках батарей с запасом подкисленной дистиллированной воды. Появились патенты [3] на батареи, не требующие доливки, за счет примене-

ния каталитических устройств для газодуаления.

Кроме того, многие зарубежные фирмы выпускают батареи с устройством для переноса, а также со специальными приспособлениями для более надежного крепления батарей на автомобилях.

Современные аккумуляторные батареи зарубежных фирм имеют ряд особенностей, обусловленных широким применением пластмасс в качестве материалов для моноблоков, пробок и сепараторов. Моноблоки изготавливаются из эбонита, полистирола и полипропилена, причем на последний ориентируются наиболее прогрессивные конструкции. Это создает предпосылки к значительному увеличению прочности и сокращению габаритов аккумуляторных батарей за счет уменьшения толщины стенок и межэлементных перегородок. Зарубежные фирмы широко применяют в батареях синтетические сепараторы, обладающие высоким кислотостойким свойством, например, порвик. Такие сепараторы имеют высокую пористость, что позволяет уве-

лчить объем электролита при сохранении размера элемента. Кроме того, применяются комбинированные сепараторы, которые увеличивают срок службы батарей, повышают удельную энергию. Как правило, зарубежные фирмы для изготовления решеток аккумуляторных пластин используют противокоррозионные присадки в положительные решетки, например, мышьяк. По данным фирм Эксайд, Хлорайд (Англия), Яса (Япония), Виллард (США) и других им удалось резко повысить стойкость решеток, улучшить удельные характеристики и увеличить срок службы батарей с применением в решетках мышьяковистых сплавов. Фирма Лукас применяет в качестве присадок серебро, ряд фирм свинцово-кальциевые сплавы. Повышение прочности положительных решеток при использовании мышьяковистого сплава позволяет снизить вес решетки за счет уменьшения толщины жилок, т. е. дает возможность применения тонких решеток и пластин. Кроме того, некоторые фирмы вводят в пористую массу расширители и добавки, которые позволяют выпускать сухие батареи, приводимые в действие без подзаряда, и получать при отрицательных температурах большую емкость на режимах разряда. Все это позволяет повысить не только технический уровень изделий, но и их удельные характеристики.

Удельные энергетические характеристики аккумуляторных батарей фирмы Лукас с учетом всех перечисленных факторов приведены в табл. 1.

Фирма	Тип батарей	Удельная характеристика при 10-часовом режиме разряда на пятом цикле		Продолжительность разряда током $3C_{10}$ А на восьмом цикле при $t_{эл} = -18^\circ\text{C}$ в мин	5-секундное разрядное напряжение при $t_{эл} = -18^\circ\text{C}$ в В
		в Втч/кг	в Втч/дм ³		
GS (Япония)	NS60	36,0*	73,0*	6,27	9,55
		38,6	78,0		
Олдхэм (Англия)	6AYS74RM	32,0	54,0	3,83	7,55
		34,2	57,3		
Магнети Марелли (Италия)	6AC-11	30,8	66,0	3,83	9,3
		—	60,0		
Фортис (Австрия)	C	—	68,5	4,16	9,45
Тюдор (Бельгия)	6GRN4	27,0	54,3	3,3	9,2
		35,8	59,5		
Титано (Италия)	6AG-6	29,6	62,0	4,0	8,3
		32,0	67,5		

* В числителе — номинальные значения, в знаменателе, — фактические.

115 Втч/кг. На сегодня достигнутый уровень не превышает 50—60 Втч/кг, т. е. коэффициент использования активных масс составляет примерно 40—50%.

В НИИАвтоприборов проводились испытания зарубежных аккумуляторных батарей на емкость. Из полученных результатов, приведенных в табл. 2, видно, что наиболее высокие удельные характеристики при 10-часовом режиме разряда

обычно гарантируется срок службы, равный 1 году. Фактические сроки службы несколько выше, однако не превышают 1,5—2 лет. Например, по данным НИИАвтоприборов, аккумуляторные батареи японской фирмы GS при эксплуатации на тракторах МТЗ-50 вышли из строя после наработки около 2000 моточасов в течение 1,5 лет.

Изложенный анализ каталожных данных и материалов испытаний зарубежных батарей показывает, что развитие конструкции стартерных батарей идет по направлениям дальнейшего улучшения объемно-весовых характеристик за счет совершенствования технологии и применения прогрессивных полимерных материалов, а также облегчения ухода за ними в процессе эксплуатации за счет введения в конструкцию батарей указателей уровня, карманов для автоматического поддержания уровня электролита, каталитических пробок и т. д. В ряде случаев хорошие удельные объемно-весовые характеристики достигаются за счет снижения сроков службы.

Таблица 1

Тип английских батарей фирмы Лукас	Емкость в 20-часовом режиме в Ач	Напряжение в В	Габариты в мм			Объем в дм ³	Вес в кг	Удельные электрические характеристики	
			Длина	Ширина	Высота			в Втч/кг	в Втч/дм ³
FT7A	43	12	272	173	232	11,3	21,3	23,8	45,6
BT7A	43	12	272	173	232	11,3	19,7	26,0	45,6
D9	38	12	238	136	203	6,7	14,1	36,2	68,0
Расemaker	44	12	218	133	205	6,0	11,3	46,6	88,0

Большинством иностранных фирм гарантируются следующие электрические характеристики:

Номинальная емкость гарантируется	На 4-м цикле
Продолжительность стартерного разряда при +30°C в мин	7 (на 4-м цикле)
Продолжительность стартерного разряда при -18°C в мин	4 (на 4-м цикле)
Напряжение на полюсных выводах после стартерного разряда через 5—7 с при $t_{эл} = -18^\circ\text{C}$ в В	9,4
Быстрота приведения в действие сужоаряженных батарей	Без подзаряда
Емкость на 1-м цикле от номинала в %	90

Теоретические, удельные, энергетические характеристики свинцовых батарей могут быть доведены до 110—

на пятом цикле по ГОСТу 959—51 имеют батареи японской фирмы GS. К достоинствам аккумуляторных батарей этой фирмы стоит отнести высокую продолжительность разряда, составляющую 6,27 мин при $t_{эл} = -18^\circ\text{C}$, током $3C_{10}$ и 5-секундное разрядное напряжение при $t_{эл} = -18^\circ\text{C}$, равное 9,55 В. Эти достоинства можно отнести и к другим японским фирмам Фурукава, Кобе, Яса, а также к итальянской фирме Магнети Марелли, и бельгийской фирме Тюдор.

Высокие объемно-весовые характеристики достигаются большинством фирм за счет некоторого сокращения срока службы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дасоян М. А. К вопросу о качестве аккумуляторов отечественного и зарубежного производства. Сб. работ по химическим источникам тока. Вып. 2, 1967.

2. Каталоги зарубежных фирм Олдхэм, Лукас (англ.), Яса, Фурукава (япон.) и др., 1968—1971.

3. Японский патент № 1340 кл. 57С145. Автор Кадо я Акинтиро «Свинцовый аккумулятор с устройством для поглощения газов в вентиляционной пробке».

А. К. ШЕЛЕНКОВА, О. С. ТЮТРИМОВ

УДК 621.735.32:087.75

ВЫСАДКА АВТОНОРМАЛЕЙ ИЗ МАЛОУГЛЕРОДИСТЫХ СТАЛЕЙ

ПОВЫСИТЬ надежность и долговечность автомобилей можно путем применения в комплектующих узлах новых материалов, разработанных отечественными учеными и конструкторами. К ним относится производство ва-

кумированного металла с последующей его прокаткой на вакуумном стане с целью получения проката для холодной высадки автономалей.

На заводе «Красная Этна» из слитков сталей 40X и 40 под вакуумом

10⁻¹—10⁻² мм. рт. ст. изготовили заготовки и прокатали их с постоянным отнесенным обжатием 30% при температуре 850, 950, 1050 и 1150°C на вакуумном стане «дуо 120» в вакууме 1·10⁻⁴ мм. рт. ст. [1; 2]. Для сравне-

ния такие же заготовки прокатали на воздухе. Из прокатанных раскатов изготовили круглые специальные образцы, которые испытывали на растяжение при комнатной температуре на прессе

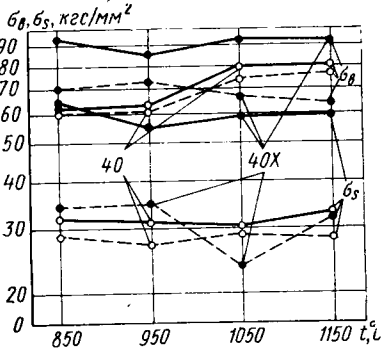


Рис. 1. Зависимость прочностных характеристик сталей 40X и 40 от температуры при прокатке в вакууме и на воздухе

усилием 5 тс со скоростью деформации 10^{-4}с^{-1} . На каждую температурную точку испытывалось по три образца.

По усредненным результатам испытаний построены графики зависимости предела прочности, предела текучести, относительного удлинения и относительного сужения от температуры прокатки в координатах $\lg \sigma_b, \sigma_s - t^{\circ}\text{C}$ (рис. 1) и $\lg \delta, \psi - t^{\circ}\text{C}$ (рис. 2).

В подтверждение изложенного из раскатов сталей 40X и 40, прокатанных в вакууме (штриховые линии) и на воздухе (сплошные линии) при температуре 950°C, изготовили круглые прутки диаметром 6,97 мм с шлифованной поверхностью, из которых были высажены болты на одноударном трехпозиционном высадочном автомате (ИХВА10) с накаткой резьбы на резьбонакатном автомате (АР-12).

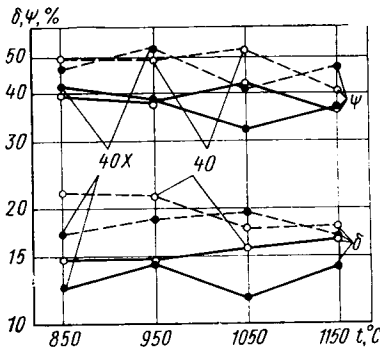


Рис. 2. Зависимость пластических характеристик сталей 40X и 40 от температуры при прокатке в вакууме и на воздухе

Для проверки пластичности сталей был выбран самый сложный способ высадки, а именно высадка болтов с головкой, где металл подвергался объемной деформации при образовании головки. Болты, высаженные из сталей, прокатанных и охлажденных в вакууме (рис. 3, б), имеют чистую поверхность, в то время как болты, высаженные из этих же сталей, прокатанных и охлажденных в обычных условиях (а), имеют трещины по всей поверхности головки болта (I — сталь 40X, II — сталь 40).

Этот эксперимент достаточно убедительно подтверждает, что вакуумированные и прокатанные в глубоком вакууме стали обеспечивают качество изделий после холодной высадки без предварительного отжига и травления. Стали, разлитые под вакуумом, прокатанные на воздухе перед использованием в холодновысадочном производстве требуют обязательно отжига и травления.

Применение сталей, разлитых и прокатанных в вакууме при изготовлении

нормалей методом холодной высадки, позволяет исключить из технологии подготовки металла трудоемкие операции — отжиг и травление.

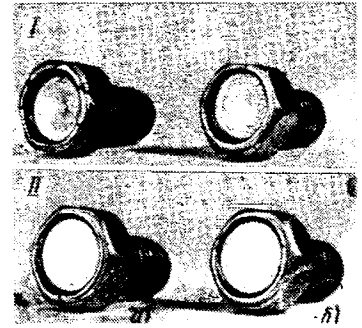


Рис. 3. Нормали, изготовленные методом холодной высадки

Исключением из технологии указанных операций достигается экономический эффект 186 тыс. р. в год и значительно сокращается время на подготовку металла. В этом случае остается только одна технологическая операция — калибровка сортовой стали.

А. Т. БЫКАДОРОВ
Завод «Красная Этна»

ЛИТЕРАТУРА

1. Быкадоров А. Т., Соколов Л. Д. Прокатка сталей в вакууме. Бюллетень № 11, ЦНИИЧМ, 1967, с. 33.
2. Гуревич Я. Б. Проблемы металлургии и физики металлов. В сб. трудов института металлургии и физики металлов. ЦНИИЧМ, № 7, Металлургиздат, 1962, с. 472—497.
3. Быкадоров А. Т. — «Автомобильная промышленность», 1967, № 10, с. 38.

УДК 629.113—585.2(047.31)

СЕМИНАР ПО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ПЕРЕДАЧАМ АВТОМОБИЛЕЙ

ПОСТОЯННО действующий семинар по гидромеханическим передачам автомобилей был организован в 1971 г. кафедрой «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного института, совместно с лабораторией гидротрансформаторов Московского автозавода им. Лихачева.

На третьем заседании семинара (с 10 по 12 октября 1972 г.) рассматривались вопросы, связанные с исследованием рабочих процессов узлов гидромеханических передач. В работе семинара приняли участие более 50 представителей научно-исследовательских институтов, вузов и автозаводов (ЗИЛ, ГАЗ, МАЗ, ЛАЗ, МоАЗ, КамАЗ и Ижевский автозавод).

Несколько докладов было посвящено изучению процесса переключения передач. А. А. Надь (Московский автозавод им. Лихачева) предложил оценивать плавность переключения передач с помощью первой производной линейного ускорения автомобиля с одновременной коррекцией по частоте колебаний автомобиля в продольной плоскости. Это обеспечило совпадение объективной и субъективной оценки плавности переключения. Основываясь на результатах исследований, на автозаводе разработан при-

бор, обеспечивающий объективную оценку плавности переключения.

Во втором докладе А. А. Надь познакомил слушателей с результатами определения выходных характеристик механизма переключения передач для различных условий его работы, при этом был представлен обширный экспериментальный материал, позволивший сделать ряд важных выводов о свойствах фрикционных. Кроме того, он показал характер изменения коэффициента трения при переключении в гидромеханической коробке передач и представил результаты исследования влияния рисунка фрикционных накладок на потери во фрикционной муфте и т. д.

При переключении с вышей на низшую передачу в гидромеханической передаче легкового автомобиля высшего класса наблюдается повышенная шумность при переключении, что ухудшает комфортабельность автомобиля высшего класса. Поэтому необходимым является изучение причин, вызывающих это явление.

Канд. техн. наук Н. П. Харитонов (Московский автозавод им. Лихачева) представил доклад, в котором дан подробный анализ возникновения указанно-

го явления. Автором установлено, что наличие зазора в сопряжениях вызывает появление знакопеременного момента, который и является причиной возникновения шума. В заключение даны рекомендации по устранению этого явления, а также разработаны конструктивные мероприятия по повышению комфортабельности автомобиля высшего класса.

В. Ф. Шапко (Московский автомобильно-дорожный институт) представил доклад, в котором показал возможный путь решения системы дифференциальных уравнений, описывающих переключение передач. Составленные им дифференциальные уравнения движения, наиболее полно описывают процесс переключения в гидромеханической передаче. Привел также некоторые результаты экспериментальных исследований.

На семинаре были также заслушаны доклады, посвященные исследованию рабочего процесса гидротрансформатора.

Исследования, проведенные в Калужском филиале МВТУ канд. техн. наук Л. В. Карцевым и Г. П. Гореловой, позволили определить пути повышения к. п. д. гидротрансформатора за счет применения профиля лопаток турбины с

уменьшенным коэффициентом сопротивления. Авторами предложен метод, проверенный экспериментально и позволяющий произвести расчет характеристик гидротрансформатора, используя пересчет коэффициента сопротивления плоской решетки на круговую, а затем на радиальную.

Распределению скоростей и давлений в проточной части гидротрансформатора был посвящен доклад кандидата техн. наук А. Я. Кочкарева (Ленинградский политехнический институт). Докладчиком отмечено, что для изучения рабочего процесса гидротрансформатора весьма эффективным является метод зондирования потока. Представлены экспериментальные данные, которые имеют большое практическое значение для изучения потока в гидротрансформаторе при совершенствовании его характеристик.

В докладе канд. техн. наук А. Н. Нарбута и В. И. Осипова (Московский автомобильно-дорожный институт) основное внимание уделено исследованию рабочего процесса гидротрансформатора методом зондирования потока. В частности рассмотрен механизм перестроения потока при нерасчетных режимах работы автомобильных гидротрансформаторов в зонах перехода на обратную циркуляцию. Эти режимы соответствуют движению накатом и включению передачи заднего хода при движении вперед, поэтому их изучение необходимо.

О некоторых результатах разработки и испытания гидротрансформаторов сделали доклад А. Н. Нарбут, В. И. Осипов и Н. С. Гринберг. Они рассмотрели

теоретические и экспериментальные характеристики гидротрансформатора с существенно упрощенной формой лопаток рабочих колес, радиально-осевые колеса были выполнены плоскими, а осевые — цилиндрическими, входные и выходные кромки радиально-осевых колес расположены в одной плоскости. Это должно значительно снизить трудоемкость изготовления и обеспечить осуществление межтиповой унификации, позволяя комплектовать из одних и тех же рабочих колес различные типы гидротрансформаторов: с центростремительной турбиной, с осевой турбиной, регулируемой и т. д. Получено изменение энергоемкости более чем в 3 раза для гидротрансформатора с центростремительной турбиной.

Во втором докладе В. И. Осипова и А. Н. Нарбута приведены обширные результаты исследования потока в круге циркуляции методом зондирования за всеми рабочими колесами гидротрансформатора при различных углах и числах лопаток. Это позволило получать данные для разработки рекомендаций по определению отклонений потока на выходе из всех рабочих колес гидротрансформатора с упрощенной лопастной системой.

Изучению теплового состояния гидротрансформаторов был посвящен доклад канд. техн. наук М. И. Злотника и В. И. Батян (Челюбинский тракторный завод). Отмечено, что наряду с передаваемой мощностью большое влияние на выделение тепла в гидropередаче оказывает абсолютная величина к. п. д. гидромеханической передачи и характер его изме-

нения в течение рабочего цикла. Проведен анализ возможных схем охлаждения гидротрансформатора и предложен метод расчета систем охлаждения гидромеханической передачи транспортных машин.

Некоторые вопросы изучения теплового состояния гидротрансформатора, в частности, особенности составления системы уравнений, описывающих тепловой баланс, были изложены в докладе П. Д. Лупачева (Московский автомобильно-дорожный институт).

Исследованию неустойчивой работы гидротрансформатора без внутреннего тора при частичном заполнении рабочей полости посвящен доклад Н. Н. Хаустов (Волгоградский политехнический институт).

Интересным также было сообщение канд. техн. наук Ю. С. Лейтеса о работах по изучению рабочего процесса гидротрансформаторов, проводимых в Харьковском филиале АН УССР.

Состоявшееся очередное заседание семинара по гидромеханическим передачам позволило подробно обменяться мнениями в ходе обсуждения докладов между представителями институтов и автозаводов. Семинар отмечает актуальность заслушанных докладов и считает необходимым продолжать и развивать исследование рабочих процессов в узлах гидромеханических передач, поскольку рабочие процессы определяют потенциальные свойства и выходные характеристики агрегатов.

Н. С. ГРИНБЕРГ, А. Л. СЕРГЕЕВ
Московский автомобильно-дорожный институт

УДК 621.74:65.011.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Изготовление отливок без газовой пористости литьем под давлением

Новый способ изготовления отливок, лишенных газовой пористости, литьем под давлением разработан Международной организацией JZZRO. Сначала полость формы заполняется реакционно-способным газом, образующим с металлом, заливаемым позже в жидком состоянии, химическое соединение, газ полностью расходуется и в отливке не создается остатков газа в форме пор. Продуктом реакции являются окислы с мелкозернистой структурой (1 мкм). Кислород используется в количестве 0,1—0,2 весовых процентов на вес отливки как дополнительный газ. Осуществляется способ на машинах с горизонтальной холодной камерой сжатия. Этим способом можно изготавливать тонкостенные отливки, лишенные газовых пор, которые отличаются более плотной структурой. Это влечет за собой увеличение прочностных свойств, а также ограничивает возможности термообработки (до 300°C). Таким образом, при испытании алюминиевого сплава GD—AlSi8Cu3 предел прочности на растяжение увеличился на 10%, а удлинение — почти вдвое по сравнению с обычным литьем под давлением. Способ перспективен для изготовления поршней двигателей внутреннего сгорания и тонкостенных деталей теплообменников.

«Giesserei—Praxis», август 1972, № 16, с. 296—297.

Кокильная установка с цифровой системой дозирования металла

Для серийного изготовления алюминиевых отливок разработан ряд способов для автоматической заливки и дозирования. Заливка управляется или по времени, или по объему, или по весу. Эта проблема интересно решена на одном автозаводе ФРГ. Заливочная карусель с пятью кокилями (максимально) для изготовления деталей алюминиевых двигателей различного веса снабжается цифровой телевзвешивающей системой (0,1 мм хода при весе 30 кг). На дозирование дается допуск ± 100 г при весе отливки 4—5 кг. Система состоит из: 1) дополнительной установки в виде весов с рельсовой направляющей (диапазон взвешивания 19,95 кг, вес упаковки 1000 г, деление шкалы 50 г); 2) аналогового индикатора от —1150 до +300 г; 3) разливочной тележки сварной конструкции с направляющими роликами; 4) индикаторного прибора с пятью табло предварительного выбора; 5) приборов автоматического контроля после каждого заполнения. Цифровая телевзвешивающая система сокращает количество обслуживающего персонала на 50%.

«Aluminium», сентябрь 1972, т. 48, № 9, с. 633.

Способ электромагнитной подачи и дозирование металла

Этот новый способ разработан фирмой AEG—Elotheun GmbH (ФРГ). Дозирование жидкого металла осуществля-

ется с помощью автомата «Eldomet». Способ в основном используется в цехах алюминиевого кокильного литья и литья под давлением, но может также применяться и для дозирования чугуна. Большая производительность автомата не создает никаких ограничений для использования этого автомата в чугунолитейных цехах. Вес дозируемого металла менее 10 кг. Печь для выдержки металла с индукционным нагревом образует единый узел с дозирующим каналом и загружается независимо от процесса заливки. Первые испытания транспортировки и дозирования стали уже проведены. «Giesserei», сентябрь 1972, т. 59, № 18, с. GK40.

Новое устройство для заливки алюминия

В Швейцарии фирмой Fondagex, F. Hodler Cie усовершенствовано устройство «Telemetal» для заливки алюминия в машины для литья под давлением. С помощью клапана, расположенного внизу, заполняется и опережается транспортирующий резервуар замкнутой системы. Новым в этой системе является то, что центральный клапан запирается под воздействием незначительного давления и самоцентрируется в результате вращения. Этим создается хорошая герметичность. Использование новой системы обеспечивает высокую точность дозирования алюминия при дозах от 0,2 до ≈ 35 кг. Благодаря конусообразной форме металлического ре-

зернуара последний предохраняется от загрязнений, и чистый металл вычерпывается ниже уровня ванны. Ковш для вычерпывания перед запуском формы находится над камерой прессования, поэтому равномерный заливочный цикл не нарушается. Устройство «Telemetal» просто в эксплуатации и не требует специального ухода.

«Giesserei», сентябрь 1972, т. 59, № 19, с. GK 42.

Высокоскоростной пресс для высадки

Сконструирован высокоскоростной пресс для высадки усилием 1000 тс (фирма National Machinery Co). На прессе изготавливаются заготовки под винты. Производительность пресса 350 шт/мин. Заготовками являются бухты проволоки. Эта проволока отрезается, и за два удара на прессе производится необходимая заготовка. Процесс занимает $\frac{1}{6}$ с. Основными качествами нового пресса для высадки являются: высокая точность изготовления, большая производительность и небольшие отходы. На этом прессе можно изготовить детали, подобные шпилькам, заклепкам и т. п.

«Machinery», июнь 1972, т. 78, № 6, с. 23.

Гидравлические и пневматические цилиндры для высокого давления

Цилиндры серии ПН диаметром от 28 до 610 мм по специальным заказам — до 1066 мм выпускает фирма Helipebs Controls Ltd. Для пневматических цилиндров максимальное рабочее давление составляет 35 кгс/см², для гидравлических — 350 кгс/см². Поршень цилиндра снабжен кольцом из тефлона со стеклонеполнителем, которое является надеж-

ным уплотнением поршня и предотвращает истирание металла, которое происходит при контакте металлического поршня с цилиндром.

«Machinery», август 1972, т. 121, № 3116, с. 16.

Скоростное плоское шлифование

Шлифовальный станок Hoerster SBFR 060.20^m предназначен для работы на больших скоростях — до 60 м/с. В нем шпиндель расположен горизонтально. Электрический двигатель станка развивает мощность 24 л. с. Электронное балансирующее устройство станка приводится в действие автоматически от шлифовального круга станка при его движении. Вращающийся стол станка имеет бесступенчатое регулирование скорости вращения в пределах 35—140 об/мин. Заданная окружная скорость шлифования обеспечивается непосредственной связью регулировочного устройства стола с направляющими шлифовальной бабки. Шлифовальный круг подается при помощи ходового винта вручную и автоматически гидравлическим устройством. Величина подачи 0,004—0,02 мм. Для быстрого перемещения стола нажимается электрическая кнопка. Точность установки стола $\pm 1,5^\circ$. Регулировка осуществляется микрометрическим винтом. На станке может быть установлено оборудование для шлифования в автоматическом цикле, включающем черновое, чистовое шлифование и выхаживание, а также правку шлифовальных кругов.

«Metalworking production», август 1972, т. 116, № 8, с. 23.

Сварка тормозных колодок

Новая автоматическая машина, выпущенная в Англии, предназначена для производства тормозных колодок диаметром 120—300 мм со скоростью 700 шт/ч.

Платформы и перемычки тормозных колодок подаются из бункеров в позиции сварки автоматически. Платформы и перемычки соединяются на этой машине вместе. Бункеры для них имеют регулируемые размеры для соответствия изделиям различной величины. С целью контроля последовательности сварки используются сменные комплекты кулачков, которые легко могут быть заменены при изменении диаметра тормозного барабана.

«Welding and Metal Fabrication», сентябрь 1972, т. 40, № 9, с. 330.

Машины для сварки в CO₂

Три новые машины для сварки в CO₂ выпустила фирма Philips. В этом комплектном оборудовании имеется передвижной шкаф, в котором размещены выпрямитель, подающий механизм и катушка для электродной проволоки весом до 20 кг. Выпрямители новых машин охлаждаются мощным вентилятором, для защиты от перегрузок предусмотрены термические выключатели, защищающие основной трансформатор, силовую цепь и приводной двигатель. Механизм подачи проволоки приводится в действие двигателем мощностью 150 Вт. К механизму подачи и катушке обеспечен хороший доступ. Поэтому 20 кг проволоки может быть загружено в течение нескольких секунд. Марки новых машин следующие: P₁Z 5803 150 А; P₁Z 5805 200 А и P₁Z 5807 300 А. Машины отличаются простотой в управлении, обеспечивают получение высококачественных швов. Они предназначены для сварки в линиях массового производства.

«Sheet Metall Industries», август 1972, т. 49, № 8, с. 530.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43—233:621.7

Результаты исследования процессов перемещения в литейных цехах. Бочков М. Г. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

Проведен анализ процессов перемещения в пяти линейных цехах отрасли, выявлены транспортно-технологические и складские процессы, требующие внедрения и разработки нового или усовершенствования существующего оборудования. Табл. 4.

УДК 629.113.056.8

Прибор для автоматического замера расхода дизельного топлива. Арустамов Л. Х., Залыгин В. И. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

Дано описание нового прибора для автоматического измерения расхода дизельного топлива, суммарных чисел оборотов двигателя, и расхода воздуха при стендовых испытаниях двигателей. Рис. 2.

УДК 621.165.155

Потери, вызванные радиальным зазором в лопатках регулируемого соплового аппарата турбины. Барский И. А. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

Определены потери, вызванные радиальным зазором в поворотном сопловом аппарате турбины турбокомпрессора для наддува дизеля. Приведена формула для расчета потерь от радиального зазора в сопловых лопатках. Библиограф. 2. Рис. 2.

УДК 629.113.066:004.15

К вопросу снижения затрат на изготовление изделий автотранспортного электрооборудования и приборов в тропическом исполнении. Афанасов А. А., Назаров В. А. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

Показана экономическая целесообразность замены надмировых покрытий цинковыми с последующим хромированием и уменьшения количества слоев лакокрасочных защитных покрытий автотранспортного электрооборудования в тропическом исполнении. Библиограф. 5.

УДК 629.113.012.8

Исследование колебаний автомобиля при переезде неровностей дороги на режимах торможения или разгона. Жуков А. В. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

Рассмотрено движение двухосного автомобиля при торможении и одновременном переезде через синусоидальную неровность. Описаны колебания автомобиля при переезде неровности на неустановившихся режимах движения. Рис. 4. Библиограф. 2.

УДК 629.113.012.558.2.002.5

Влияние типов и качества шин на интенсивность их износа и эксплуатационные показатели легкового автомобиля. Фортунков Д. Ф. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

Приведены результаты испытаний автомобиля ГАЗ-24 на устойчивость и управляемость с шинами ИД-23, И-146 и 185-SR14 при движении по дорогам с низким коэффициентом скольжения. Рис. 4. Библиограф. 3.

УДК 629.113.075

Взаимосвязь реакций автопоезда на управление и управляемости системы автопоезд-водитель. Бахмутский М. М., Гинцбург Л. Л. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

Изложены основы метода расчета управляемости автопоезда в наиболее напряженном виде автострадного движения (при смене полосы движения с высокой скоростью). Метод проверен экспериментом и позволяет сравнительно оценить различные конструктивные варианты при проектировании. Рис. 2.

УДК 629.113.012.83

Выбор оптимального способа восстановления работоспособности подвески при поломках рессор. Бурдасов Е. И., Зарифьянц И. Д. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

В статье обоснована с экономических позиций целесообразность замены рессор после первого отказа любого листа. Рис. 3. Библиограф. 2.

УДК 621.43.222

Цилиндры двигателей воздушного охлаждения из чугуна с малыми примесями сурьмы. Ершович А. Н., Иванов А. А., Ушерович Б. И. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

Описывается технология ковшевой обработки чугуна для цилиндров и его механические и эксплуатационные свойства. Табл. 6. Рис. 4. Библиограф. 5.

УДК 629.113.004.67:621.791

Технология сплавы, оборудование для наплавки клапанов способом намоораживания. Дудко Д. А., Максимович В. И., Ченурев Л. И., Заводяин В. В., Агафонов Н. Г., Мирочев Э. С., Бородулин Е. Г., Мезенкампф А. Г. «Автомобильная промышленность», 1973, № 2.

Описаны особенности технологии наплавки фасок клапанов жаростойкими сплавами способом намоораживания, приведены результаты стендовых и дорожных испытаний наплавленных клапанов на карбюраторных двигателях и дизелях, подтверждающие их высокую долговечность. Табл. 2. Рис. 5.

балканкар ⊕

Достаточно мощные, исключительно маневренные и абсолютно стабильные автопогрузчики БАЛКАНКАР обеспечивают необходимую грузоподъемность, маневренность и надежность в эксплуатации



Преимуществом автопогрузчиков БАЛКАНКАР является рентабельность. Грузоподъемность автопогрузчиков БАЛКАНКАР до 5000 кгс, высота подъема до 45 000 мм

ТОРГОВОЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВО
НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
БОЛГАРИИ В СССР —
Москва, Мосфильмовская,
особняк 19

ЭКСПОРТЕР
БАЛКАНКАРМПЭК
Болгария, София,
ул. Алабина, 56
Телефон 88-21-22
Телекс 022386
Телеграфный адрес:
Балканкаримпэк — София

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (телефон 220-78-51).

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.

В/О «Внешторгренлама»