

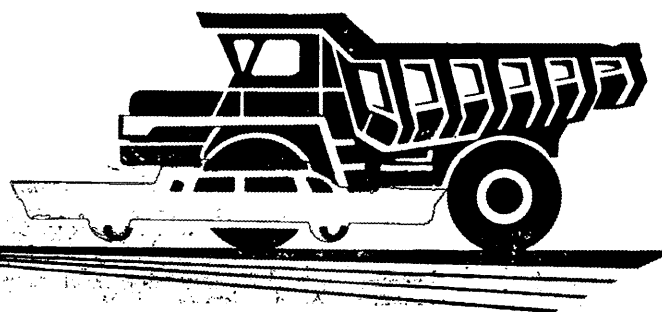
ISSN 0005-2337

А

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1981

11



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Б. Г. Шахназаров** — О перспективах развития подшипниковой промышленности в XI пятилетке 1

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

- П. С. Герзон, Ю. А. Пирогов, А. И. Костин** — О двухтактном карбюраторном двигателе с послойным распределением топлива в заряде 4
- И. Е. Муратов, А. З. Филиппов, Р. Н. Филиппова** — О профилировании кулачков современных быстроходных двигателей с применением ЭВМ 6
- А. П. Некрасов** — Проблемы контроля герметичности корпусных деталей двигателей 8
- Ю. П. Григорьев, М. Б. Иванич** — Увеличение ресурса крепежных деталей двигателей 10

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ, ОПЫТ

- Р. В. Ротенберг** — О принципах обеспечения надежности автомобиля при его проектировании 12
- В. В. Москалев, С. И. Жбанников, С. И. Магдыш** — Научно-техническое сотрудничество и повышение надежности автобусов 14
- В. С. Лукинский, Е. И. Зайцев** — О зависимостях между параметрами, определяющими ресурс деталей автомобиля 17
- А. Н. Мучаидзе, К. Л. Бадриев, А. Г. Восканян, М. И. Туриашвили, С. И. Жбанников** — Исследование режимов работы трансмиссии автобуса ПАЗ-672 в горных условиях 19
- О. Я. Заславский** — Системный подход как метод исследования долговечности карданной передачи 21
- В. Ф. Исаков** — Долговечность подвижных шлицевых соединений карданных валов автомобиля МАЗ-503А 24
- С. Ф. Цвид, А. М. Харазов** — О нормировании допустимых значений параметров технического состояния узлов и деталей автомобилей 25
- Э. И. Григолюк, А. Н. Фролов, И. В. Балабин, В. С. Бондарь, В. В. Зорин, Л. Г. Сухомлинов** — Исследование осесимметричного напряженного состояния колес грузовых автомобилей 27

ТЕХНОЛОГИЯ

- Ф. К. Лебедев, В. Г. Федорова, Н. А. Сухарева** — Работоспособность трущихся пластмассовых деталей в динамических условиях 29
- В. А. Евстратов, В. И. Еремин** — Пути повышения стойкости пуансонов для холодного выдавливания 30
- Т. В. Смагина, Ю. А. Морозов, А. Е. Кожевников** — Погрешности профиля дорожки качения подшипников при их шлифовании и отделочной обработке 32

ИНФОРМАЦИЯ

- На ВДНХ СССР
В. Б. Паутова — Они награждены медалями ВДНХ 35
- Новые нормативные материалы
- Общие** технические условия для поршневых компрессионных и масляемных колец двигателей автомобилей, мотоциклов и мопедов 36
- Станки и оборудование для нужд отрасли
В. Ф. Ржевский, А. З. Бродский — Автоматы, полуавтоматы, линии 36
- Новости автомобилестроения за рубежом
А. А. Чеботаев — Транспортные средства для перевозки железобетонных конструкций 37

Главный редактор **А. П. БОРЗУНОВ**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Еченстов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаузов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, В. Н. Филимонов (зам. главного редактора), Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

Н
О
Я
Б
РЬ
1981

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



УДК 621.822.002«313»:338.45

О перспективах развития подшипниковой промышленности в XI пятилетке

Б. Г. ШАХНАЗАРОВ

Всесоюзное промышленное объединение по производству подшипников качения

ОТЕЧЕСТВЕННАЯ подшипниковая промышленность ежегодно производит около 1 млрд. подшипников диаметром от 1 мм до 2 м и более, массой от 0,3 г до 7 т и более, 15000 типоразмеров. К 1985 г. запланировано дальнейшее увеличение их выпуска. Эта задача поставлена в «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», принятых XXVI съездом КПСС: «Осуществить дальнейшее развитие подшипниковой промышленности, и особенно производства подшипников повышенной грузоподъемности и высокоточных — для станкостроения и приборостроения».

Главными путями решения поставленной съездом задачи являются:

повышение качества подшипников общего назначения на базе внедрения в отрасли прогрессивных технологических процессов, оснащения ее высокоточным оборудованием и современными контрольно-измерительными средствами по всему циклу производства;

совершенствование выпускаемых конструкций подшипников за счет оптимизации геометрических

параметров, применения высококачественных сталей и сплавов, неметаллических материалов для сепараторов, а также разработки новых смазочных материалов;

создание принципиально новых, прогрессивных конструкций подшипников, в том числе являющихся элементами отдельных узлов.

В XI пятилетке в отрасли намечено широко освоить выпуск подшипников повышенной грузоподъемности основных конструктивных групп, а также прецизионных подшипников для станкостроения. Предусматривается существенно увеличить выпуск подшипников закрытого типа. Определенные изменения также произойдут в структуре выпуска существующих и вновь осваиваемых подшипников основных конструктивных групп в целях приведения ее в соответствие со спросом народного хозяйства страны и экспорта. Так, в 1985 г. намечено выпустить свыше 50% шарикоподшипников в закрытом исполнении. Кроме того, 86% сферических двухрядных роликоподшипников будут изготовлены с симметричными роликами. Тем самым увеличатся их грузоподъемность в среднем на 15% и долговечность на 150—200%. Объем выпуска ша-

рикоподшипников повышенной грузоподъемности будет составлять 15% общего выпуска, роликовых конических — до 82%, роликовых цилиндрических — до 25%.

Значительно количество подшипников прогрессивных конструкций будет освоено отраслью впервые. Например, народное хозяйство в XI пятилетке получит в требуемых объемах шарикоподшипники для линейного перемещения, крупногабаритные многорядные цилиндрические роликоподшипники, шарикоподшипники с двухсторонним уплотнением и квадратным и шестигранным отверстиями, упорные роликоподшипники с цилиндрическими и коническими роликами, подшипники специальных конструкций для нового семейства переднеприводных автомобилей и др. Это позволит во многих отраслях народного хозяйства существенно повысить ресурс, надежность и производительность машин, механизмов и приборов.

Разработка, освоение производства и внедрение в промышленность гаммы подшипников новых прогрессивных конструкций в достаточно сжатые сроки будут проведены на базе результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ с использованием ЭВМ вплоть до стадии выпуска рабочих чертежей. Поскольку в ближайшие 10 лет кардинальных изменений в существующих конструкциях подшипников качения не предполагается, то совершенствование последних будет в основном зависеть от решения таких вопросов, как выяснение роли смазочных пленок в формировании фактических площадок контакта при наличии реальной шероховатости поверхностей, установления влияния отклонений от правильной геометрической формы на уровень и спектр вибрации, точность вращения, стабильность момента трения.

Намеченное в XI пятилетке повышение ресурса подшипников качения в 1,5—2 раза будет обеспечено комплексным решением таких задач, как оптимизация геометрических параметров подшипников в целях увеличения грузоподъемности, повышение точности формы рабочих поверхностей, применение пластмасс в качестве материала для сепараторов и совершенствования конструкции и материала уплотнений закрытых подшипников.

Таким образом, в настоящее время определены предпосылки для успешного выполнения задач, поставленных перед подшипниковой промышленностью в «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года».

Наряду с модернизацией выпускаемых и созданием новых конструкций подшипников в XI пятилетке будут усовершенствованы заготовительные, токарные и шлифовальные операции обработки подшипников, а также внедрены новые технологические процессы. Это, прежде всего, процессы, направленные на экономию металла: полугорячая объемная штамповка на многопозиционных прессах, холодная прокатка колец шарикоподшипников, холодная штамповка роликов, повышающие коэффициент использования металла на 25—30%, штамповка сепараторов игольчатых подшипников с последующей сваркой, повышающая этот коэффициент в 2 раза. Кроме того, это процессы, направленные на повышение производительности труда и качества подшипников: внедрение современных методов токарной обработки заготовок из труб на

многшпиндельных автоматах, увеличивающие производительность автоматов до 60%; внедрение скоростного шлифования (60—80 м/с) с форсированными поперечными подачами, а также применение совмещенного и одновременного шлифования нескольких поверхностей, увеличивающие производительность шлифовальных станков до 30—40%.

Получат развитие новые направления в технологии: малоотходная технология, порошковая металлургия, лазерная техника, плазменное напыление с целью повышения прочностных свойств инструмента и деталей подшипников.

Совершенствование действующих и внедрение новых технологических процессов в значительной степени будут осуществлены в результате комплексного технического перевооружения заготовительных, термических цехов и цехов токарной и шлифовально-доводочной обработки. Это позволит повысить коэффициент использования металла в среднем на 18% и сэкономить около 140 тыс. т. легированной подшипниковой стали, решить важнейшую задачу обеспечения роста выпуска подшипников без значительного увеличения численности работающих (в основном за счет механизации и автоматизации трудоемких операций). Например, замена преобладающих в настоящее время в производстве заготовок колец подшипников горизонтально-ковочных машин автоматическими и поточно-механизированными линиями отечественного производства позволит повысить производительность труда почти в 6 раз, условно высвободить (в расчете на одну линию) до 35 человек за счет уменьшения припусков на механическую обработку и экономить ежегодно до 400 т металла. Автоматизация шлифовально-доводочной обработки колец и сборки подшипников на автоматических линиях, разработанная Всесоюзным научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности (в расчете на одну линию), даст возможность условно высвободить 55 человек, повысить на 1—2 класса точность обработки колец, освободить значительные производственные площади.

Кроме того, на базе создания и широкого внедрения систем управления процессами изготовления колец и тел качения в XI пятилетке будет повышено качество изготовления деталей подшипников. Так, в настоящее время отработаны и широко внедряются на заводах отрасли системы управления бесцентровыми станками при производстве роликов, разработана технология изготовления шариков по размерным группам, созданы системы проверки точности и надежности приборов активного контроля, работающих на шлифовальном оборудовании.

Для обеспечения стабильного качества подшипников и выполнения требований современных стандартов в XI пятилетке будут внедряться «короткие», переналаживаемые автоматические шлифовально-доводочные линии, позволяющие обрабатывать все поверхности от одной базы (при базовом методе). Кроме того, большое внимание будет уделено автоматизации и механизации комплектовочно-сборочных операций, промывке, смазке и упаковке подшипников.

Реализация программы технического перевооружения подшипниковой промышленности предполагает развитие собственной базы для изготовления узкоспециального оборудования для отдельных технологических операций и процессов. Подшипни-

вые заводы, например, изготовляют многие прогрессивные виды оборудования, в том числе: специальные многопозиционные прессы для изготовления сепараторов, станы для горячей раскатки и роторные линии для холодной штамповки колец, токарные многошпиндельные автоматы, токарные многорезцовые и доделочные станки, высокоскоростные электро- и ременные шпиндели, специальные шлифовальные и доводочные станки, контрольные измерительные и сборочные автоматы, автоматические линии механической обработки, сборки, консервации и упаковки подшипников.

Задача существенного расширения номенклатуры подшипников новых прогрессивных конструкций тесно связана с необходимостью создания производства подшипников мелких серий. Решаться она будет на основе использования оборудования с числовым программным управлением, позволяющим существенно сократить цикл подготовки производства путем исключения необходимости изготовления большого количества технологической оснастки.

Одним из важнейших условий технического прогресса является дальнейшее совершенствование организации труда. В XI пятилетке будет продолжена работа по разработке и внедрению на подшипниковых заводах типовых проектов организации труда.

Необходимость в разработке типовых проектов продиктована тем, что на предприятиях отрасли существует различный подход к организации производственного процесса, проектированию планировок оборудования, средств механизации, организации контроля качества, организации рабочих мест и др. Все это привело к значительным колебаниям трудоемкости изготовления продукции на различных заводах.

Эти проблемы решаются в типовых проектах. Например, сотрудниками Минского филиала ВНИПП разработаны оптимальные варианты планировок отдельных рабочих мест и всего оборудования цехов, продуманы средства механизации и автоматизации, большое внимание уделено транспортному обслуживанию рабочих мест, исключены встречные грузопотоки. Важной задачей, решаемой в типовых проектах, является разработка комплексной системы оперативного планирования и обслуживания производства, которая обеспечивает ритмичность его протекания. Эта система включает планирование производства вплоть до бригад и рабочих мест, а также организацию вспомогательных служб и

обслуживание ими основного производства. Были разработаны типовые проекты организации труда в цехе по производству роликов и шариков, в службах контроля качества и ремонта технологического оборудования подшипникового завода; для комплексного регламентированного обслуживания токарных и шлифовальных автоматических линий подшипниковой промышленности; на сборочных участках роликовых и шариковых подшипников для крупносерийного и массового производства.

В XI пятилетке большое внимание будет уделено дальнейшему внедрению и совершенствованию коллективных форм организации труда. В настоящее время на заводах отрасли более 50% рабочих уже объединены в сквозные бригады, которые являются основной производственной единицей, работающей по нормированному заданию с учетом оценки труда каждого рабочего. Самое главное то, что оплата труда производится по конечной операции, т. е. по готовой продукции, выпущенной бригадой.

Важным достижением сквозных бригад является коллективная ответственность за состояние оборудования, передача смены «на ходу», возможность маневрирования рабочими ресурсами.

На предприятиях подшипниковой промышленности постоянно ведется работа по совершенствованию организации труда, технического нормирования и заработной платы. По состоянию на 1 января 1980 г. мероприятиями по совершенствованию организации труда охвачено почти 65 тыс. человек, внедрены типовые проекты организации труда на 332 производственных участках и в 120 цехах.

В X пятилетке практически завершено создание системы отраслевых нормативов времени для работ по изготовлению подшипников. Система включает в себя нормативы времени на кузнечные работы, токарную и шлифовальную обработку колец подшипников, изготовление роликов, шариков и сепараторов, сборку шариковых и роликовых подшипников, обработку и сборку приборных и крупногабаритных подшипников, термическую обработку деталей подшипников, консервацию и упаковку подшипников. Внедрение нормативов позволяет значительно увеличить удельный вес технически обоснованных норм и строже подойти к качеству продукции.

Нет сомнения в том, что труженики подшипниковой промышленности, воодушевленные историческими решениями XXVI съезда КПСС, приложат все силы и творческую энергию для успешного выполнения задач XI пятилетки.

Как сообщает «Политехнический словарь», надежность — это свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение заданного промежутка времени или требуемой наработки. Очевидно, что для такого массового и сложного изделия, каким является автомобиль, проблема повышения надежности — это не только техническая, но и огромная народнохозяйственная проблема. Ее успешное решение на этапах проектирования, производства и эксплуатации автомобильной техники ведет к экономии общественного труда и денежных средств, снижает потребность в ремонтных предприятиях, ремонтном оборудовании и запасных частях, повышает эффективность транспортного процесса. Иными словами, во многом способствует тому, чтобы, как того требуют решения XXVI съезда КПСС, экономика была экономной.

О некоторых путях и способах повышения надежности элементов конструкции автомобилей и рассказывают ученые, конструкторы и технологи нашей отрасли в статьях, публикуемых в предлагаемом вниманию читателя номере журнала.

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

УДК 621.43.001.5:629.118.6

О двухтактном карбюраторном двигателе с послойным распределением топлива в заряде

П. С. ГЕРЗОН, Ю. А. ПИРОГОВ, канд. техн. наук А. И. КОСТИН

ВНИИмотопром, ЛИАП

Автомобильная промышленность, № 11, 1981 г.

ИЗВЕСТНО, что использование в четырехтактных двигателях послойного распределения топлива в заряде существенно повышает топливную экономичность и снижает токсичность отработавших газов. По карбюраторным двухтактным двигателям малой размерности таких данных пока нет, хотя повышение топливной экономичности двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой тоже является одной из наиболее актуальных задач мотоцикlostроения. Это связано с трудностью реализации расслоения заряда по мере уменьшения размерности двигателя, а также с отсутствием простых технических решений этой проблемы. Кроме того, до сих пор не решен вопрос, насколько эффективным окажется расслоение заряда при сохранении кривошипно-камерной продувки.

Зная обо всем этом, специалисты ВНИИмотопрома совместно со специалистами Ленинградского института авиационного приборостроения провели исследования двухтактного карбюраторного двигателя рабочим объемом 125 см³ с послойным распределением заряда при кривошипно-камерной продувке. Двигатель имел два совместно работающих цилиндра, причем питание одного из них осуществлялось смесью, обеспечивающей устойчивую работу двигателя с искровым зажиганием, а другого — смесью от мощностного состава до воздуха.

Эффективность нового способа работы двигателя оценивали путем сравнения его выходных параметров с параметрами существующих двигателей. Влияние расслоения топливного заряда на топливно-экономические показатели двигателя исследовали на одном и том же двигателе при различных способах организации рабочего процесса. В частности, конструкция опытного двигателя предусмат-

ривала возможность изменять организацию рабочего процесса путем замены головки цилиндров и регулировки системы питания при неизменной кон-

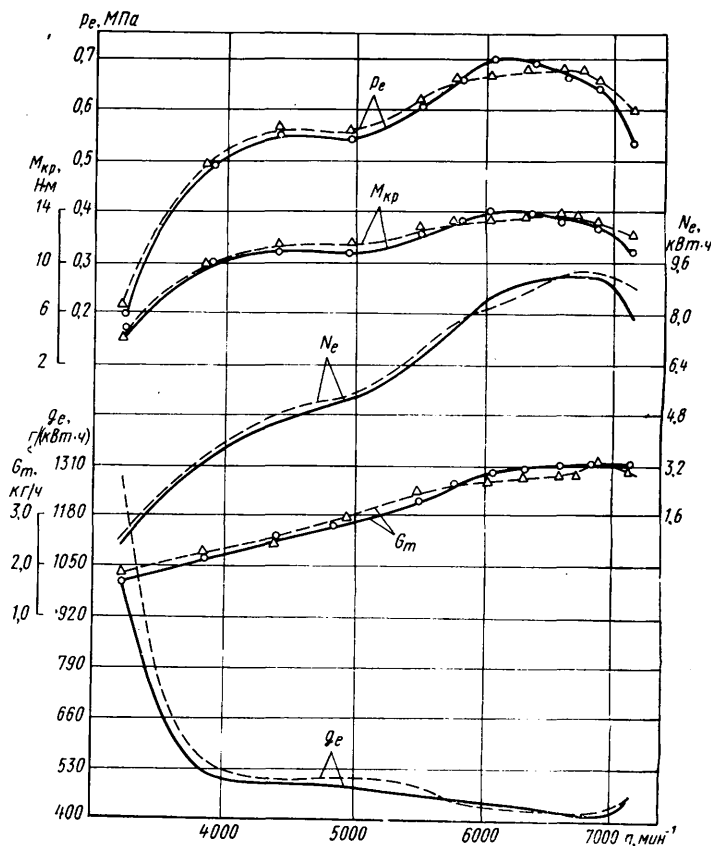


Рис. 1. Внешние скоростные характеристики опытного и традиционного двигателей

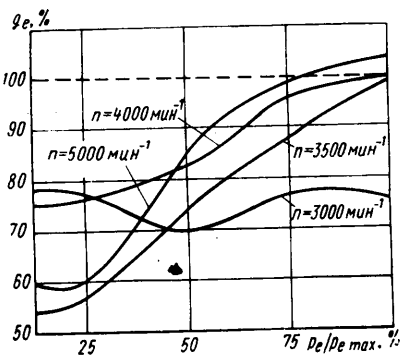


Рис. 2. Изменение относительного удельного расхода топлива исследуемых двигателей при различных частотах вращения коленчатого вала

струкции основных деталей: блока цилиндров, картера и деталей поршневой и кривошипно-шатунных групп. На рис. 1 приведены результаты сравнительных испытаний двигателя с расслоением топливного заряда (сплошные линии) и традиционного двигателя (штриховые линии).

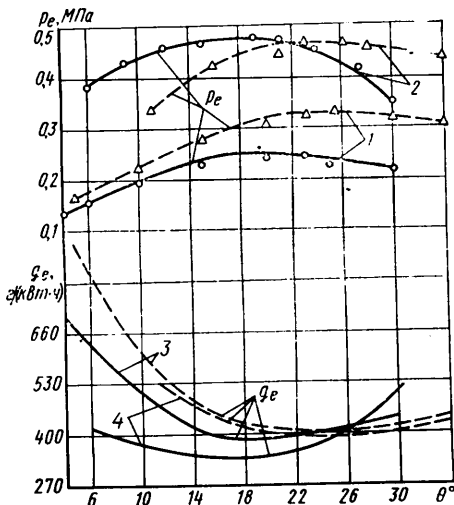


Рис. 3. Регулировочные характеристики двигателей по углу опережения зажигания:
1 — $n=3500$ мин⁻¹; $\alpha=1,25$; 2 — $n=5000$ мин⁻¹; $\alpha=1,1$; 3 — $n=3500$ мин⁻¹; $\alpha=0,8$; 4 — $n=5000$ мин⁻¹; $\alpha=1,05$

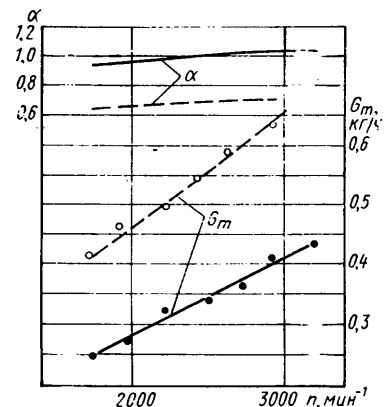


Рис. 4. Характеристики холостого хода двигателей

Результаты испытаний показали, что максимальная мощность двигателя при переходе на послойное смесеобразование практически не изменилась (кривые мощности расположены достаточно близко). Минимальные удельные расходы топлива g_e обоих двигателей также одинаковы, а по мере уменьшения частоты вращения коленчатого вала у двигателя с послойным зарядом наблюдается снижение (на 3—15%) этого расхода.

На рис. 2 приведены кривые относительного удельного расхода топлива при различных частотах вращения коленчатого вала двигателя, полученные по характеристикам оптимального регулирования. Экономичность двигателя с расслоенным зарядом (сплошные линии) значительно выше экономичности традиционного двигателя (штриховая линия). По мере снижения нагрузки выигрыш в удельном расходе топлива возрастает от 20—30% при $N_e = 0,5N_{e\text{ном}}$ до 25—45% — на режимах, близких к холостому ходу. Минимальный удельный расход топлива по регулировочным характеристикам на двигателе с расслоением топливного заряда составляет 360 г/(кВт·ч).

Значительное повышение экономичности двигателя объясняется рядом причин, главными из которых являются: повышение стабильности последующих циклов за счет надежности воспламенения и сгорания с высокой скоростью части заряда, расположенного вблизи свечи зажигания; сокращение потерь прямого выброса (особенно на режимах малых нагрузок), связанное с возможностью значительного обеднения смеси; ускорение процесса сгорания, которое приводит к более выгодному с точки зрения термодинамики выделению тепла по углу поворота коленчатого вала.

Последнее утверждение хорошо подтверждается данными рис. 3, на котором представлены регулировочные характеристики исследуемого (сплошные линии) и традиционного (штриховые линии) двигателя по углу опережения зажигания θ . Уменьшение оптимального угла опережения зажигания на 8—11° п. к. в. косвенно доказывает ускорение про-

цесса сгорания при послойном распределении топлива в заряде, а его постоянство для различных скоростных и нагрузочных режимов показывает, что протекание процесса сгорания характеризуется не столько моментом подачи искры, сколько газодинамическими процессами в камере сгорания.

Пределы экономического обеднения смеси двигателя с расслоением топливного заряда в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов соответствуют значению коэффициента избытка воздуха $\alpha=1,3 \div 1,6$, а предел устойчивого зажигания ограничивается обеднением смеси до $\alpha=2,2$.

На результаты испытаний двигателя по ездовым циклам значительно влияет режим холостого хода. Характеристики холостого хода (рис. 4) показывают, что уменьшение расхода топлива двигателем с расслоением заряда (сплошные линии) составляет 37—40%. При этом состав смеси изменяется в пределах $\alpha=0,94 \div 1,0$ для двигателя с расслоением заряда и $\alpha'=0,65 \div 0,70$ для традиционного двигателя (штриховые линии).

Таким образом, послойное распределение топлива в заряде приводит к существенному повышению экономичности двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипно-камерной продувкой даже при малой размерности двигателя и сохранении потерь смеси во время продувки.

О профилировании кулачков современных быстроходных двигателей с применением ЭВМ

Канд. техн. наук И. Е. МУРАТОВ, канд. техн. наук А. З. ФИЛИППОВ, Р. Н. ФИЛИПОВА

Киевский мотоциклетный завод, Киевский автомобильно-дорожный институт им. 60-летия Великой Октябрьской социалистической революции

СОВРЕМЕННЫЙ уровень двигателестроения характеризуется устойчивой тенденцией к увеличению частоты вращения коленчатого вала двигателя. Отсюда — повышенные требования к процессам наполнения цилиндра свежим зарядом и очистки его от отработавших газов, а также к надежности и устойчивости работы газораспределительного механизма.

Как известно, движение, задаваемое кулачком газораспределительного механизма, воспроизводится клапаном с существенным отклонением, причиной которого является упругость звеньев передаточного механизма. Колебания этих звеньев приводят к тому, что действительное движение клапана значительно отличается от движения, определяемого абсолютно жесткими звеньями механизма. Таким образом, необходимость учета упругих деформаций звеньев при определении движения клапана очевидна. Учитывать нужно и законы подъема и изменения ускорений клапана.

Особое внимание при проектировании и расчете газораспределительного механизма приходится уделять профилированию кулачков, поскольку определяемый ими закон подъема клапана в наибольшей мере влияет на величину и характер нагрузки, действующей на звенья механизма.

Для обеспечения минимальной монотонно изменяющейся инерционной нагрузки на звенья механизма наиболее при-

емлемым при профилировании кулачков является метод «полидайн»¹, который обеспечивает устойчивую работу газораспределительного механизма на расчетном режиме.

Специалисты Киевского автомобильно-дорожного института им. 60-летия Великой Октябрьской социалистической революции совместно со специалистами Киевского мотоциклетного завода провели теоретическое и экспериментальное исследование газораспределительного механизма, рассчитанного по методу «полидайн», применив для этих целей ЭВМ ЭС-1020. В качестве исходных параметров для расчета профилей кулачков они приняли данные мотоцикла МТ-9, механизм газораспределения которого приводился к одномассовой динамической системе. Подъем, скорость и ускорение клапана определялись по формулам (51), (52), (53), приведенным в упомянутой работе.

Непосредственному подсчету указанных величин предшествовал динамический расчет механизма газораспределения, результаты и некоторые исходные данные которого следующие: частота вращения коленчатого вала 6000 мин⁻¹; масса клапана 73,7 г, клапанной пружины 74,0 г, штанги 44,0 г; толкателя 58,0 г, вала, участвующего в колебаниях, 550,0 г, передаточное отношение коромысла 1,464; жесткость штанги $14,4 \times 10^4$ Н/см, жесткость распределительного вала $57,4 \times 10^4$ Н/см, приведенная жесткость механизма $36,7 \times 10^3$ Н/см; момент инерции коромысла $0,2 \times 10^{-4}$ кг·м²; приведенная масса деталей газораспределительного механизма 242,0 г; частота собственных колебаний привода клапана 4000 с⁻¹; период соб-

¹ Корчемный Л. В. Динамика газораспределительного механизма и профилирование кулачков быстроходных двигателей. Труды НАМИ. М.: Машгиз, 1960, вып. 91, с. 59—64.

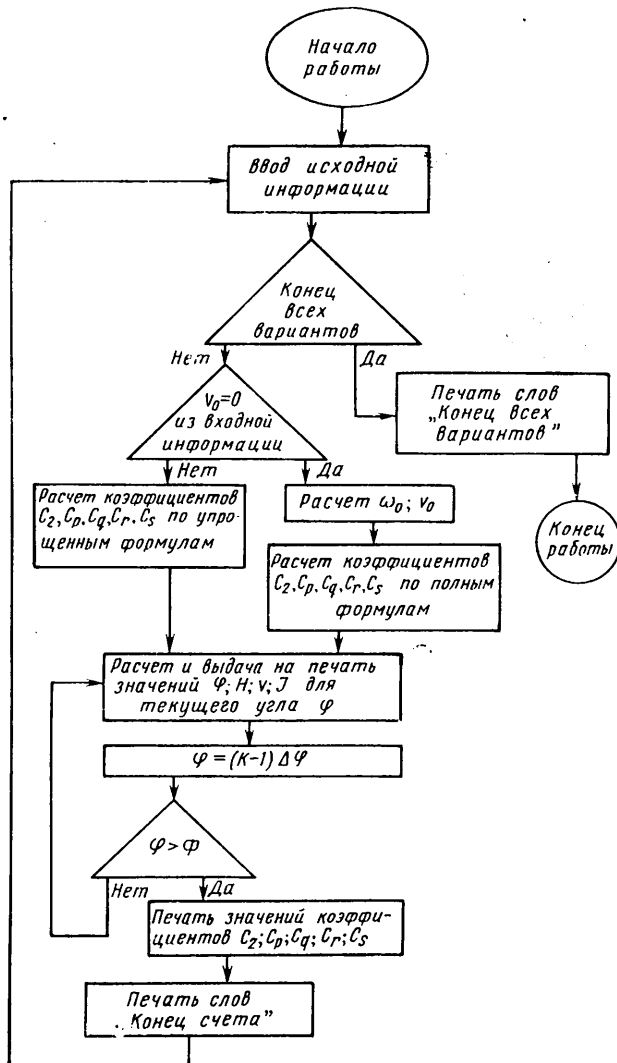


Рис. 1. Схема алгоритма расчета кулачка по методу «полидайн» для двигателя мотоцикла МТ-9

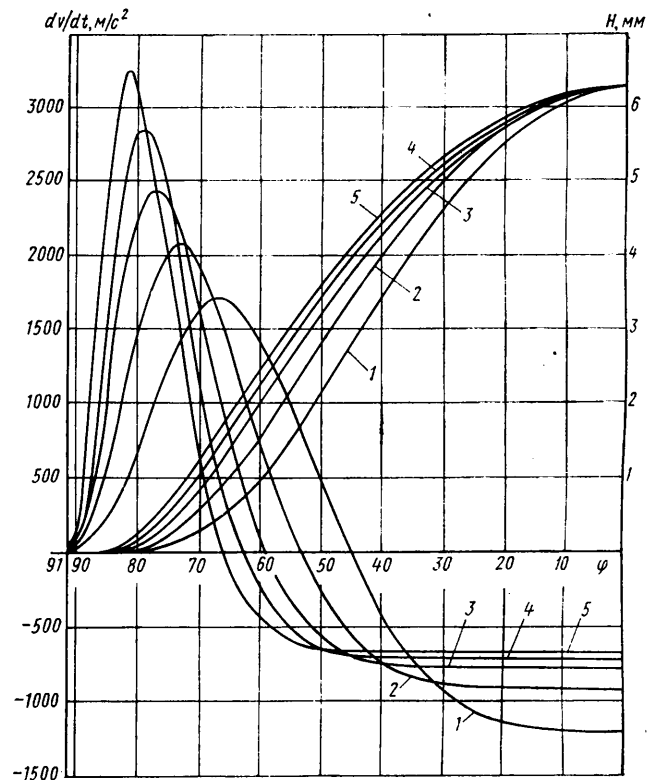


Рис. 2. Влияние величины показателей степеней многочлена на абсолютные значения и закон подъема и ускорения толкателя (исходные данные для двигателя мотоцикла МТ-9): 1 — показатели 2—6—10—14—18; 2 — показатели 2—8—14—20—26; 3 — показатели 2—10—18—26—34; 4 — показатели 2—12—22—32—42; 5 — показатели 2—14—26—38—50

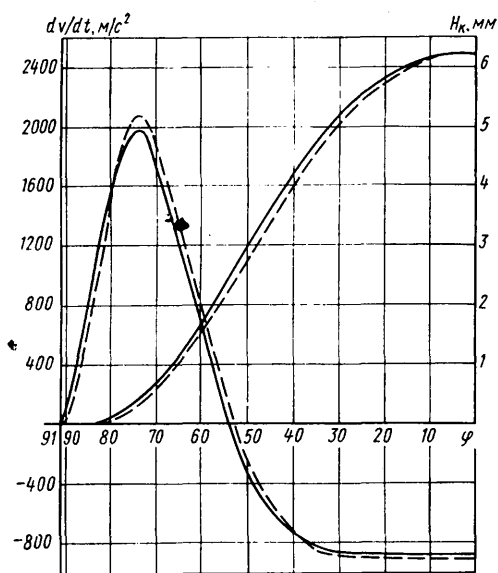


Рис. 3. Графики ускорения и перемещений клапана, рассчитанные по методу «полидайн» с учетом (сплошные линии) и без учета (штриховые линии) упругости привода клапана газораспределительного механизма двигателя мотоцикла МТ-9

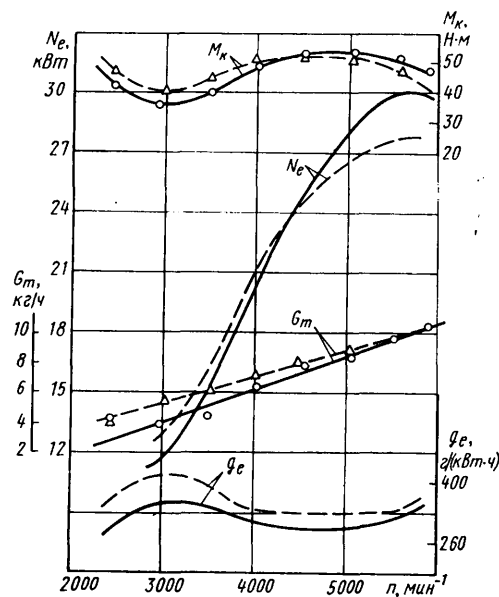


Рис. 4. Внешние скоростные характеристики мотоцикла МТ-10

ственных колебаний привода клапана по углу поворота кулачка 28,4°.

На рис. 1 представлена схема алгоритма табулирования функций U , \dot{U} и \ddot{U} , а также коэффициенты C_2 , C_p , C_q , C_r и C_s для решения указанных уравнений на ЭВМ ЕС-1020.

В машину на двух перфокартах вводилась исходная информация, а также H_k , Φ , $\Delta\phi$, p , q , r , s , n , v , H_k и Φ_0 (последние два символа обозначают соответственно подъем толкателя на участке сбег и продолжительность этого участка).

Программа расчета кулачка по методу «полидайн» позволяет проводить табулирование функций при расчете коэффициентов по сложным и упрощенным формулам (50), приведенным в работе Л. В. Корчемного и не учитывающим начальные условия движения толкателя, а также предусматривает возможность последовательного решения на ЭВМ неограниченного числа вариантов исходных данных без дополнительной загрузки программы. (Для решения на ЭВМ одного варианта исходных данных при $\phi=91^\circ$ и шаге табулирования $\Delta\phi=15'$ затрачивается не более 4 мин.)

В первой серии подсчета, который выполняется по упрощенным коэффициентам формул (50), исследовалось влияние показателей степеней q , p , r и s на абсолютные значения и законы подъема, скорости и ускорения толкателя. Расчет проводился для частоты вращения коленчатого вала двигателя $n=6000$ мин⁻¹ мотоцикла МТ-9 при $H_k=6,29$ мм и $\phi=91^\circ$. Его результаты приведены на рис. 2.

Из рисунка видно, что величина показателей степеней оказывает существенное влияние на ускорение и перемещение клапана (величину его время-сечения): при больших показателях отрицательные ускорения уменьшаются, положительные — увеличиваются; при этом также увеличивается время-сечение клапана, но уменьшается критерий K , характеризующий, как известно, вибрацию привода (динамика последнего предпочтительней при больших K). При резком изменении положительных ускорений возникают существенно большие колебания привода, чем при плавном изменении.

По совокупности факторов предпочтение было отдано кулачку с показателями степеней 2—8—14—20—26, которые в последующих исследованиях оставались постоянными.

Сравнивая кривые ускорений 2 и 5, видим, что при степенях 2—14—26—38—50 их положительные значения в 1,5 раза больше, чем для второго профиля кулачка, у которого показатели степеней составляют 2—8—14—20—26. Абсолютные значения отрицательных ускорений при этом увеличиваются в 1,2 раза. Критерий K для выбранного профиля кулачка увеличился в 1,5 раза, т. е. в данном случае следует ожидать снижения вибрации привода на величину такого же, по-видимому, порядка.

Окончательное влияние K на вибрацию привода можно установить на основе экспериментальных исследований.

На рис. 3 представлены графики перемещений и ускорений клапана, рассчитанного по формулам с простыми (50) и сложными (57) коэффициентами (см. работу Л. В. Корчемного). Расчет клапанного механизма с учетом упругости привода показывает, что в этом случае время-сечение клапана

несколько больше; при этом уменьшаются также отрицательные и положительные ускорения. Увеличение времени-сечения (примерно на 5%) свидетельствует о «запасе» профиля кулачка, компенсирующего упругость привода.

Окончательные выводы о влиянии динамики газораспределительного механизма на выходные параметры двигателя, в частности, на его мощность и экономичность, могут быть сделаны после экспериментальной оценки указанной зависимости. Поэтому Киевским мотоциклетным заводом были изготовлены два распределительных вала с кулачками, рассчитанными по методу «полидайн», один из которых выполнен по данным расчета для профиля кулачка со степенями полинома 2—14—26—38—50 (кривая 5 на рис. 2), второй — со степенями 2—8—14—20—26 (кривая 2). Профили кулачков выполнялись симметричными (для участков подъема и спуска толкателя) и одинаковыми для впускных и выпускных органов газораспределения.

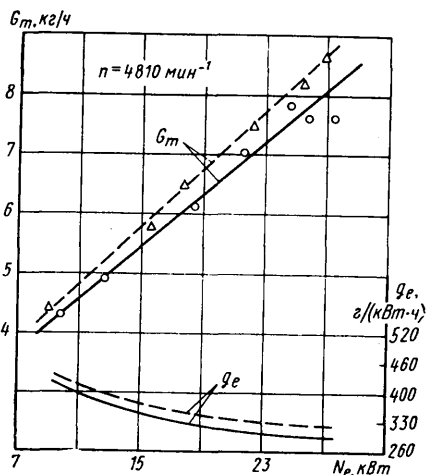


Рис. 5. Нагрузочные характеристики

В качестве объекта исследований выбран серийный двигатель МТ10-36* со стандартными системами питания и зажигания. Эксперимент проводился в лаборатории испытаний КМЗ на тормозном стенде, оборудованном в соответствии с существующим ГОСТом.

Для оценки влияния профиля кулачка газораспределительного механизма на мощность двигателя при различных частотах вращения его вала снята внешняя скоростная характеристика двигателя (рис. 4) со стандартным (сплошная линия) и экспериментальным (штриховая линия) газораспределительными валами.

Данные рис. 4 подтверждают сделанные ранее выводы о существенном влиянии упругости звеньев на наполнение (мощность) двигателя, а также тот факт, что вибрация привода, а следовательно, и искажение перемещения клапана,

* Характеристика газораспределительного механизма двигателя мотоцикла МТ-10 идентична характеристике мотоцикла МТ-9.

наименьшее на расчетных режимах (для рассматриваемого случая при $n=6000$ мин⁻¹). Действительно, на номинальном режиме работы двигателя мощность последнего возросла с 27,3 до 29,4 кВт, т. е. на 7%. При этом прирост мощности наблюдался, хотя и в сравнительно узком, однако в рабочем для данного типа двигателей диапазоне (от 4300 до 5900 мин⁻¹). В левой, перабочей ветви $M_{кр}$, мощность двигателя с экспериментальным кулачком уменьшается более интенсивно, чем с серийным, что до известной степени является недостатком рассматриваемого метода.

Удельные расходы топлива во всем скоростном поле исследований с экспериментальной системой газораспределения ниже в среднем на 9%, по сравнению с серийной. Данные нагрузочной характеристики (рис. 5) также подтверждают тенденцию к улучшению топливной экономичности двигателей

с кулачком «полидайн» (штриховая линия): удельные расходы топлива уменьшились в среднем на 6—7%.

При испытании двигателя с кулачком «полидайн», выполненным по данным профиля, которому соответствует кривая 5 на рис. 2, повышения мощности не наблюдалось, так как значительно большие силы инерции потребовали соответствующего усиления клапанной пружины, установленной на серийном двигателе.

Таким образом, метод «полидайн» профилирования кулачков газораспределительного механизма быстроходных двигателей обеспечивает значительное улучшение процесса наполнения и, следовательно, повышение их мощностных и экономических показателей. Этот метод целесообразно применять для быстроходных мотоциклетных двигателей, имеющих сравнительно узкий рабочий диапазон оборотов.

УДК 620.165.29:621.43.001.4

Проблемы контроля герметичности корпусных деталей двигателей

А. П. НЕКРАСОВ

ГКТИ Автопром

С ОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ методов контроля герметичности корпусных деталей двигателей обуславливается требованием улучшения их качества, надежности, моторесурса и экономичности. Проблему обеспечения более высокой герметичности деталей и узлов автомобилей следует решать как при разработке узлов и систем автомобилей, так и при их изготовлении в цехах заводов. При этом особое внимание необходимо обращать на надежную герметизацию полостей и каналов корпусных деталей.

Известно, что чем выше технические требования на допустимые нормы герметичности, тем более высокие требования предъявляются к поверхностям корпусных деталей, по которым производится уплотнение. Заключаются они в следующем:

контролируемые корпусные детали и в особенности поверхности, по которым производится уплотнение, должны быть чистыми, без стружки, следов грязи, жировых пятен и т. п., плоскими и гладкими, без шероховатостей, уступов, забоин, не иметь окалины, рисок и заусенцев;

контролируемые корпусные детали должны быть сухими, их температура — стабилизированной и соответствовать температуре окружающей среды, что является необходимой предпосылкой для сокращения времени контроля;

литые корпусные детали не должны быть пористыми, содержать посторонних включений. При наличии этих дефектов определить места утечек жидкости или газа значительно трудней, чем места утечек, возникающих вследствие образования пробоин и трещин;

корпусные детали должны быть технологичны для контроля их полостей на герметичность.

Анализ корпусных деталей, изготавливаемых на предприятиях автомобильной промышленности и подвергающихся контролю на герметичность, показал, что конструкции некоторых из них недостаточно технологичны для контроля их полостей на герметичность. Это относится прежде всего к уплотняемым поверхностям: они расположены в труднодоступных местах, чрезвычайно сложны, и по ним невозможно надежно уплотнять контролируемые полости не только автоматически, но и вручную. Поэтому герметичность полостей некоторых ответст-

венных деталей и узлов автомобилей на ряде заводов не контролируется.

Например, на Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР дефекты негерметичности масляной системы блока цилиндров в основном выявлялись на испытательной станции при обкатке, а у части двигателей обнаруживались уже потребителем. Поэтому для создания необходимых условий и средств контроля герметичности восьмицилиндровых двигателей ЗМЗ была изменена конструкция блока их цилиндров, в результате чего продольный масляный канал стал выходить не в выемку заднего торца блока, а заподлицо с его торцом; продольный канал, выходящий в отверстие под распределитель зажигания, был исключен, кольцеобразные канавки постелей опор коренных подшипников колечатого вала, в которые выходили каналы маслосистемы, заменены полукольцевыми.

Благодаря этим конструктивным изменениям удалось создать простые и надежные устройства для уплотнения других, ранее не уплотняемых каналов масляной системы блока цилиндров.

Для контроля герметичности масляной системы разработана установка, основанная на пневмогидравлическом методе (опрессовкой воздухом в воде), при котором дефект (негерметичность) определяется визуально, по воздушным пузырькам. В процессе работы установки были выявлены вероятные места расположения дефектов маслосистемы, после чего даны рекомендации и усовершенствована технология литья блоков цилиндров.

Кроме того, в маслосистеме блока цилиндров восьмицилиндрового двигателя ЗМЗ есть особо сложные, трудноопределяемые пути утечек, например, продольные масляные каналы, образованные стальными трубками, влитыми в основной металл отливок. В процессе остывания отливок вследствие различных коэффициентов усадки металлов образуются микрощели на границе между наружной поверхностью трубки и основным металлом. При давлении в системе масло проникает в микрощели и далее через пористости основного металла — образуется небольшая, но постоянная утечка масла.

В некоторых автомобильных корпусных деталях поверхности, по которым производится уплотнение

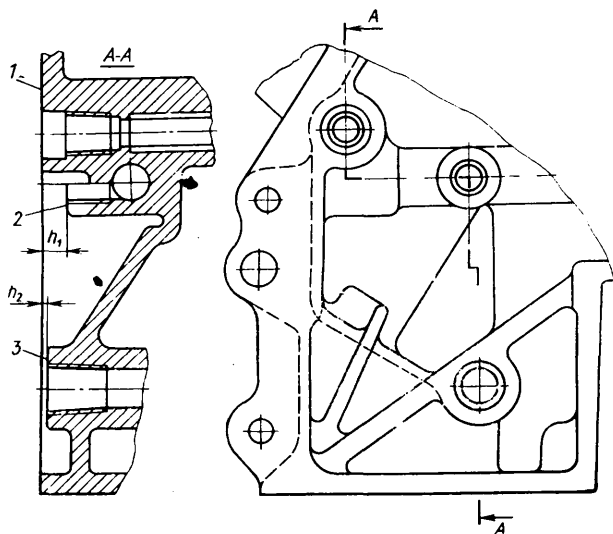


Рис. 1. Вид на задний торец блока цилиндров двигателя автомобиля ГАЗ-66

двух или более близко расположенных каналов, находящихся не в одной плоскости, а на расстояниях h_1 и h_2 (рис. 1). Причем поверхности 1 после литья механически обрабатываются, а поверхности 2 и 3 остаются необработанными. Вследствие того, что корпусные детали отливаются не в одной, а в нескольких пресс-формах, размеры h_1 и h_2 этих деталей имеют значительные, достигающие 3 мм, отклонения от номинала. Поэтому для надежного уплотнения каналов требуется создавать сложные уплотнительные устройства с механизмами компенсации отклонений размеров. Чтобы избежать этого, поверхности 2 и 3, очевидно, целесообразно или выполнять в одной плоскости, или механически обрабатывать. И тогда контролируемые полости можно будет надежно уплотнять с помощью простых устройств.

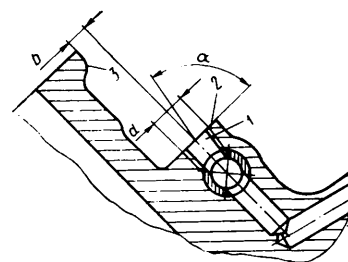
Для герметичности корпусных деталей необходимо, чтобы плоскости уплотнительных устройств прилегали к плоскости деталей без перекосов. Это обеспечивает равномерную деформацию материала уплотнителей по всей контактной поверхности и одновременно надежное уплотнение при минимальных усилиях, прилагаемых к уплотнителям. У корпусных деталей с буртиками, выступами и другими аналогичными элементами конструкций уплотнительные устройства подводятся под углом, меньшим 90° . Это вызывает неравномерную деформацию материала уплотнителей и относительный сдвиг его частиц. Между тем для свободного подвода уплотнительного устройства и надежного уплотнения полостей необходимо, чтобы $b \geq d/2 + 6$ (рис. 2).

Некоторые корпусные детали на поверхностях, по которым уплотняются полости, имеют узкие перемычки. При давлении в полостях в местах перемычек могут возникать утечки воздуха или жидкости. Для предотвращения таких явлений нужно, чтобы ширина перемычек была не менее 3 мм.

В некоторых корпусных деталях, например, в крышке корпуса водяного насоса двигателя ЯМЗ, поверхности, по которым уплотняется контролируемая полость, при переходе одна в другую образуют угол. Уплотнить полость между этими поверхностями в условиях серийного и массового производства невозможно: как правило, в местах пересечения плоскостей по кромке образуются неплотности.

Рис. 2. Соединительный канал от маслососа к боковому продольному каналу маслосистемы блока цилиндров двигателя автомобиля ГАЗ-66:

1 — уплотняемый канал; 2 — торец, по которому уплотняется канал; 3 — буртик



Приведенные примеры в достаточной степени говорят о том, насколько важно при разработке деталей, узлов и систем обеспечивать их технологичность для контроля герметичности. Однако, как показывает опыт, этому не всегда уделяется должное внимание. У некоторых корпусных деталей нет поверхностей, по которым можно обеспечить надежное уплотнение полостей, или геометрия этих поверхностей такова, что не обеспечивает ее.

Не менее важно и технологически обеспечить герметичность корпусных деталей и возможность ее проверки. Например, в свое время было разработано 30 наименований оборудования для контроля герметичности аппаратуры дистанционного управления (АДУ) автомобиля КамАЗ: топливных, распределительных и сливных кранов, клапанов, воздухораспределителей, механизмов переключения передач, камер включения коробок отбора мощностей и т. п. Исследование этой аппаратуры с помощью разработанного оборудования показало, что некоторые корпусные изделия невозможно надежно герметизировать, так как поверхности, по которым необходимо уплотнять контролируемые полости, оказались неплоскими, с уступами, впадинами, с острыми кромками и заусенцами, а также с отклонениями от параллельности и перпендикулярности их относительно базовых поверхностей. Поэтому в технологии изготовления корпусных деталей была предусмотрена механическая обработка уплотняемых поверхностей, зачистка заусенцев и острых кромок. Это позволило создать простые приспособления для зажима изделий и надежного уплотнения контролируемых полостей.

Опыт показывает, что технологические недостатки особенно часто имеют место в литейных производствах: отливки на контроль герметичности поступают неочищенными (без мойки и сушки), с уступами, выемками на поверхностях, по которым производится уплотнение. Все это, естественно, не позволяет надежно уплотнить контролируемые полости и создать оборудование, обеспечивающее качественный контроль герметичности отливок. Так, на Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР контроль герметичности водяных рубашек блоков восьмицилиндровых двигателей осуществляется на установках, основанных на пневмогидравлическом методе. По этому методу уплотнители по плоскостям прилегания головки блока поджимаются с усилием, которое в 3 раза выше эксплуатационного. Однако вследствие неровностей на плоскостях воздух из-под уплотнителей просачивается и образует в воде воздушные пузыри, которые затрудняют поиск пузырьков, выходящих через поры в отливках. Поэтому на линию механической обработки часто поступают дефектные отливки. Только после их обработки в конце линии и повторного контроля герметичности удается отсортировать дефектные блоки от годных.

О принципах обеспечения надежности автомобиля при его проектировании

Д-р техн. наук Р. В. РОТЕНБЕРГ

Московский автомобильно-дорожный институт

НАДЕЖНОСТЬ элемента автомобиля характеризуется совокупностью признаков, кодируемых [1 и 2] буквами от А до Е, а сам элемент — его состоянием, кодируемым цифрами. Характеристика элемента включает шесть признаков:

$A_{1,2}$ — отказ угрожает или не угрожает безопасности движения;

$B_{1,2}$ — отказ является внезапным и полным, постепенным и частичным;

B_{1-4} — характеристика наработки между отказами или долговечности детали [1 — критическая (наименьшая) и 4 — абсолютная (наибольшая) долговечности];

$\Gamma_{1,2}$ — отказ наступил, предупрежден;

D_{1-3} — трудоемкость эксплуатационных воздействий за ресурс велика, мала, велика, но слагается из большого числа кратковременных воздействий (накопленная трудоемкость);

E_{1-3} — стоимость замененных деталей за ресурс велика, мала, велика, но слагается из большого числа затрат (накопленная стоимость).

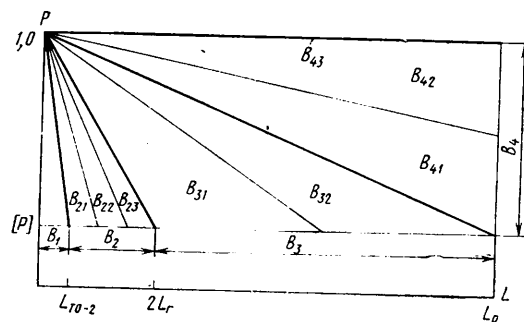
Пять из шести перечисленных признаков особых пояснений не требуют, а шестой — B_{1-4} — нуждается в пояснении. Дело в том, что поскольку разница между состояниями «критическая долговечность» и «абсолютная долговечность» очень велика, то между ними включают два промежуточных состояния: «ограниченная долговечность» и «относительная долговечность». Тогда критическим состоянием элемента считается такое, когда элемент автомобиля нуждается в эксплуатационных воздействиях при наработке меньшей, чем до ТО-2 ($x \leq L_{\text{ТО-2}}$); состоянием ограниченной долговечности B_2 — при наработке на отказ не менее двух лет ($L_{\text{ТО-2}} < x < L_2$); состоянием относительной долговечности B_3 — при наработке $L_2 < x < L_p$ (L_p — ресурс автомобиля до капитального ремонта); абсолютной долговечности B_4 — состояние, когда число отказов за ресурс до капитального ремонта не более одного¹.

Поля вероятности безотказной работы, соответствующие перечисленным состояниям элемента, приведены на рисунке, где [P] — допустимое уменьшение вероятности сохранения работоспособности.

Приведенные определения позволяют найти показатели надежности деталей всех девяти состояний, если известны ресурс L_p , средняя годовая наработ-

ка L_r , пробег до ТО-2 $L_{\text{ТО-2}}$, срок службы до капитального ремонта.

Пример. Необходимо найти показатели долговечности для различных состояний элементов грузового автомобиля при $L_p = 400$ тыс. км, $L_r = 50$ тыс. км, $L_{\text{ТО-2}} = 12,5$ тыс. км, $T_p = 8$ лет. Исходя из существующей практики, определим в среднем за год работы вероятность P сохранения автомобилями работоспособности, число n отказов на 100 автомобилей и параметр ω потока отказов.



Число отказов (эксплуатационных воздействий) у верхней границы критической долговечности $n_k = 100L_r/L_{\text{ТО-2}} = 400$; ограниченной, соответствующей $T_r = 2$ года, $n_{ог} = 100L_r/2L_r = 50$; относительной — $n_{от} = 100L_r/T_p L_r = 12,5$. Для области абсолютной долговечности с числом отказов на 100 автомобилей в год $n = 0 \div 12,5$ задаем интервалами для состояний $B_{43} = 0$; $B_{42} = 1 \div 6$ и $B_{41} = 7 \div 12,5$ отказов на 100 автомобилей в год, а для области относительной надежности при $n = 13 \div 50$ отказов на 100 автомобилей в год $B_{32} = 13 \div 30$ и $B_{31} = 31 \div 50$ отказов; для области ограниченной долговечности при $n = 51 \div 400$ отказов на 100 автомобилей в год $B_{23} = 51 \div 100$; $B_{22} = 101 \div 250$; $B_{21} = 251 \div 400$, $B_1 \geq 401$ для области критической долговечности. Этих данных достаточно, чтобы определить все другие показатели надежности. Например, параметр потока отказов $\omega = n/100L_r = 0,2 \cdot 10^{-6} n$ отказов/км (табл. 1).

Приведенные в табл. 1 цифры пригодны лишь для вполне определенного вида расчетов. Если, например, для детали состояния B_{32} вероятность $P = 0,76$, то это означает, что годовой расход данной детали при ТО и ТР составляет 24 шт. на 100 автомобилей. Фактическая вероятность сохранения работоспособности детали зависит от прочих признаков

¹ Решение практических задач часто требует еще большей детализации (см. рисунок).

Таблица 1

Долговечность	Код состояния элемента	Число отказов на 100 автомобилей в год	Параметр потока отказов, км × 10 ⁻³	Среднегодовая вероятность сохранения работоспособности P
Абсолютная	B ₄₃	0	0	0,99
	B ₄₂	1—6	0,2—1,2	0,99—0,94
	B ₄₁	7—12,5	1,4—2,5	0,93—0,875
Относительная	B ₃₂	13—30	2,6—6	0,87—0,70
	B ₃₁	31—50	6,2—10	0,71—0,50
Ограниченная	B ₂₂	51—100	10,2—20	0,49—0,00
	B ₂₃	101—250	20,2—50	—
Критическая	B ₁₁	251—400	50,2—80	—
	B ₁	401	81	—

отказа, входящих в характеристику надежности детали. Вследствие этого цифра 24 будет верной только для случая, когда все отказы появляются внезапно. Если приближение отказов своевременно диагностировать при ТО, то отказы можно будет предупредить и они вообще не наступят.

Таблица 2

Агрегат и система	Общее число деталей, шт.	Долговечность, %					
		B ₄₃	B ₄₂	B ₄₁	B ₃₂	B ₃₁	B ₂₂
Двигатель:							
механизмы кривошипный и газораспределения;	1200	72,8	22,8	2,8	1,0	0,6	—
системы смазки и охлаждения;	260	98,7	1,16	0,1	—	0,04	—
система питания (без карбюратора)	240	90,1	8,3	0,4	0,4	0,8	—
Сцепление и коробка передач	220	64,7	8,6	22,7	1,3	2,7	—
Подвеска (без нормалей)	290	83,5	11,7	1,4	2,0	1,4	—
Тормоза (без нормалей)	550	91,4	5,1	1,6	—	0,4	1,5

Автомобиль массового производства изготавливают так, что подавляющее число его элементов не просто имеет абсолютную долговечность, но удовлетворяет самому жесткому требованию (состояние B₄₃). Число не столь долговечных элементов несравненно меньше. В качестве примера в табл. 2 приведены данные об элементах различной долговечности грузового автомобиля: двигателе, сцеплении, коробке передач. Как видно из таблицы, на долю относительно надежных деталей приходится считанные проценты, а все другие детали абсолютно надежны, с наивысшей степенью долговечности (B₄₃). Только в кривошипно-шатунном механизме оказалось заметное число элементов долговечностью B₄₂, состоящих из однотипных деталей ограниченного числа наименований, меняемых комплектно (шатуны, их втулки, болты крышек, толкатели, направляющие втулки клапанов, коромысла и их втулки и т. д.)¹. В эту таблицу включены также элементы двух систем — подвески и тормозов, — связанных с безопасностью движения автомобиля. В данном случае абсолютно надежные детали составляют 80—90% общего числа элементов автомобиля. К деталям ограниченной долговечности (B₂₂) относятся фрикционные накладки тормозных колодок.

Среди элементов автомобиля существует также некоторое число деталей, отказ которых не вызывает самостоятельного отказа автомобиля, поскольку детали выходят из строя совместно с другими или заменяются попутно.

Таким образом, если учитывать элементы абсолютно надежные и практически не затрагивающие надежность автомобиля, то с точки зрения расчета надежности он окажется совокупностью не не-

скольких тысяч элементов, у которых может наступить отказ, а одной-двух сотен.

Однако не всякий отказ элемента может вызвать фактический отказ автомобиля. В данном случае следует считаться с характеристикой надежности каждой конкретной детали. Так, если характеристика надежности содержит элементы A₂, B₂ и Γ₂, то отказ не угрожает безопасности движения автомобиля, является постепенным и частичным и его можно предупредить до появления. Ясно, что подобные отказы могут и не нарушать хода транспортного процесса и не сказываются на надежности автомобилей. Вместе с тем необходимо всегда учитывать, что отказ, независимо от того появился ли он фактически или был своевременно предупрежден, связан с дополнительными затратами, косвенно характеризующимися признаками D₁ (или D₃) и E₁ (или E₃).

Число деталей, непосредственно нарушающих своими отказами плановый и нормальный ход транспортного процесса (например, с характеристиками надежности, включающими признаки A₁, B₁, Γ₁), может исчисляться лишь десятками. Так, для грузового автомобиля установлено, что детали 30 наименований обладают относительной и ограниченной долговечностью. При этом мелких деталей (пальцев, втулок, шайб и т. п.) — большинство, более крупных — пять-шесть наименований, и только неисправности детали одного наименования (первый лист рессоры) может вызвать внезапный и полный отказ автомобиля. Фрагмент характеристик надежности представлен в табл. 3.

Таблица 3

Элемент	Долговечность B	Трудоемкость Д	Стоимость E
Поршневые кольца:			
двигателя	32	1	1
компрессора	32	2	2
Водяной насос (вал, крыльчатка)	32	2	2
Крестовины кардана	32	2	1
Шаровые пальцы рулевых тяг	32	2	1
Втулки поворотных кулаков передней оси	23	1	2
Шайбы полуосевых шестерен дифференциала	32	1	2
Прокладки:			
головки блока цилиндров двигателя	32	2	2
выпускного коллектора	23	2	2
Накладки:			
ведомого диска сцепления	31	1	2
колодок ножных тормозов	22	1	2
Резиновые шланги:			
системы охлаждения	31	2	2
насоса гидросилителя	23	2	2

Вероятность безотказной работы автомобилей может быть ниже 0,8 (иногда принимаемый предел, еще нуждающийся в обосновании). Это подтверждается некоторыми результатами массовых проверок технического состояния автомобилей при эксплуатации. Например, 77% автомобилей было с неисправными тормозами, 51% — с дефектами рулевого управления, 89% — с неисправностями ходовой части [4]. При этом не было дорожно-транспортных происшествий, но, естественно, существовала более высокая вероятность их возникновения. За рулем автомобиля в это время находился водитель, компенсирующий в известных пределах последствия появляющихся отказов: он — интуитивно или

¹ Аналогичный вывод следует из анализа, приведенного в работе [3].

сознательно — приспособлялся к меняющемуся техническому состоянию автомобиля, менял приемы управления с тем, чтобы конечный эффект по возможности сохранялся без изменений.

Разумеется, при проектировании автомобиля нельзя снижать требования, предъявляемые к его надежности, в расчете на компенсаторные возможности водителя, но учитывать их существование иногда необходимо.

Из всего сказанного выше становятся ясными принципы обеспечения физической надежности автомобиля при его проектировании:

учет характеристик надежности, которыми обладает каждый элемент;

исключение неприемлемых характеристик (в пределе $A_1 B_1 V_1 \Gamma_1 D_1 E_1$);

выбор конкретных конструктивных решений только конструктором соответствующего агрегата или узла с учетом «веса» отдельных признаков и состояний;

обеспечение состояния B_4 для абсолютного большинства деталей, а состояний B_2 и B_3 — для единичных процентов и даже долей процентов от общего числа деталей (вынужденное и каждый раз с учетом характеристик их надежности);

использование деталей с признаком A_4 лишь в крайних случаях, в обязательном сочетании с признаками Γ_2 и B_3 , т. е. тогда, когда обеспечены условия, при которых фактическое появление отказов исключено;

исключение признаков и состояний, которые могут привести к таким серьезным нарушениям транспортного процесса, как потери линейного времени (например, характеристики с признаками B_1 , $B_1 \Gamma_1$, $B_1 D_1$);

уменьшение эксплуатационных затрат (в межсменное время), т. е. исключение из характеристик признаков D_1 и E_1 , а также их сочетаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ротенберг Р. В. Основы надежности деталей машин. М.: МАДИ, 1978. 130 с.
2. Ротенберг Р. В., Полетаев С. А. Характеристика надежности элементов машин. — Надежность и контроль качества, 1980, № 2, с. 44—51.
3. Надежность автомобиля и основные детали /А. Зарубин, П. Червонобродов, А. Мясников, Л. Егоров.— Автомобильный транспорт, 1969, № 10, с. 25—27.
4. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. М.: Транспорт, 1970. 254 с.

УДК 001.83:629.114.5—192

Научно-техническое сотрудничество и повышение надежности автобусов

В. В. МОСКАЛЕВ, С. И. ЖБАННИКОВ, С. И. МАГДЫШ

Всесоюзный конструкторско-экспериментальный институт автобусостроения

ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ совместных работ по повышению надежности автобусов на стадиях их конструирования, изготовления и технической эксплуатации ВКЭИ автобуспром совместно с Львовским автобусным заводом им. 50-летия СССР, Павловским автобусным заводом им. А. А. Жданова и Заволжским моторным заводом им. 50-летия СССР в 1972—1975 гг. заключил договоры о научно-техническом сотрудничестве с Министерством автомобильного транспорта УССР и УзССР и принял обязательства по достижению конкретных показателей надежности выпускаемых автобусов и повышению уровня их технической эксплуатации. Для создания надежного канала обратных связей от эксплуатации к производству, а также обеспечения ВКЭИ автобуспрома и автобусных заводов постоянной, всесторонней и полной информацией о фактическом уровне надежности автобусов в Москве, Ленинграде, Киеве, Подольске, Львове, Ташкенте и Усть-Каменогорске было организовано десять опорных автотранспортных предприятий (АТП), которые осуществляли подконтрольную эксплуатацию около 300 автобусов ЛАЗ-4202, ЛАЗ-695М, ЛАЗ-695Н, ЛиАЗ-677, ПАЗ-672, РАФ-2203 и 170 гидромеханических передач.

Методическое руководство подконтрольной эксплуатацией автобусов в опорных АТП и обработку статистических данных об эксплуатационной надежности автобусов проводят Госавтотранс-

НИИпроект Минавтотранса УССР, Ташкентский автодорожный институт, республиканское ВПО «Узавтотранстехника» и Усть-Каменогорский строительно-дорожный институт. Информация в виде ежеквартальных информационных карт и годовых отчетов поступает во ВКЭИ автобуспром, где проводятся ее окончательная обработка, анализ и разработка рекомендаций для автобусных заводов по повышению качества и надежности выпускаемых автобусов.

В рамках научно-технического сотрудничества также постоянно ведутся совместные работы с заводами-поставщиками по повышению ресурса и эксплуатационных качеств деталей, узлов и агрегатов, поставляемых для комплектации автобусов.

В опорных автотранспортных предприятиях ВКЭИ автобуспрома проведены эксплуатационные испытания рессор из листов Т-образного профиля (Синельниковский рессорный завод им. Коминтерна), опытных карданных валов с повышенной точностью изготовления крестовин и вилок (Гродненский завод карданных валов им. 50-летия СССР), настила пола из поливинилхлоридного лирекслинолеума, опытных дисков колес, чехлов пассажирских сидений и др. По результатам проведенных испытаний подготовлены заключения и рекомендации для серийного производства.

Завершаются эксплуатационные испытания генераторов Г-286 (Куйбышевский завод автотрактор-

ного электрооборудования им. А. М. Тарасова), спидометров 15.2802 и комбинированных приборов КП-128 (Завод «Автоприбор», г. Владимир), опытных глушителей ЛАЗ-695М, внутренней облицовки боковин и крышки салона автобусов ЛАЗ из древесно-волоконистых плит и др.

Московскому автозаводу им. И. А. Лихачева и Волжскому моторному заводу им. 50-летия СССР направляется информация из опорного АТП об эксплуатационной надежности двигателей автобусов ЛАЗ, ЛиАЗ, ПАЗ. Проводятся совместные работы с Ликинским автобусным заводом по доработке передней оси, устанавливаемой на автобусы ЛАЗ и ЛиАЗ.

В XI пятилетке намечены расширение и укрепление сотрудничества с заводами-поставщиками отрасли, предусматривающие рост эффективности совместных работ по повышению ресурса и эксплуатационных свойств деталей и узлов, поставляемых для комплектации автобусов. Для этого необходимы более оперативное использование информации о подконтрольной эксплуатации автобусов, разработка рекомендаций по совершенствованию их конструкции, расширение эксплуатационных испытаний опытных узлов и деталей в опорных АТП и ускорение внедрения разработок в серийное производство.

В связи с жесткими требованиями к экономии металла особенно актуальным является решение проблемы повышения долговечности кузовов автобусов путем сохранения их прочностных свойств. Этого можно добиться совершенствованием противокоррозионной защиты без усиления элементов кузовов, вызывающих увеличение металлоемкости автобусов. ВКЭИавтобуспром и автобусными заводами отрасли в сотрудничестве с Московским автомобильно-дорожным и Севастопольским приборостроительным институтами, ГосавтотрансНИИпроектом, Харьковским конструкторско-технологическим бюро, ЭКТИавтопромом выполнен комплекс научно-исследовательских, технологических и опытно-конструкторских работ по исследованию процесса коррозии кузовов, разработке и внедрению прогрессивных технологий противокоррозионной защиты. В результате выявлены детали кузовов, наиболее подверженные коррозионным повреждениям, определены характер и причины их возникновения, разработаны и внедряются рекомендации по повышению коррозионной стойкости кузовов.

В основном эти рекомендации заключаются в следующем:

применение для изготовления кузовов материалов, обладающих повышенной коррозионной стойкостью;

усовершенствование конструкции узлов, наиболее подверженных коррозии (вентиляция замкнутых полостей, ликвидация мест скопления пыли и влаги, ликвидация щелей, зазоров и др.);

применение долговечных противокоррозионных покрытий, обладающих повышенными защитными свойствами.

По результатам проводимых работ разрабатываются планы мероприятий, которые после согласования с соответствующими министерствами утверждаются ВПО «Союзавтобуспром».

За период с 1975 по 1980 г. автобусными заводами внедрено более 60 мероприятий, направленных на повышение долговечности, ремонтпригодности

и безопасности конструкции узлов и агрегатов, повышение долговечности кузовов, улучшение эксплуатационных свойств автобусов путем совершенствования конструкции, улучшения технологии и качества их изготовления.

В частности, на автобусах ЛАЗ применена принудительная вентиляция кузова, улучшающая комфортабельность перевозок пассажиров; внедрены усовершенствованный обратный клапан пневмосистемы, кронштейны рессор из ковкого чугуна, стеклоомыватель ветрового стекла с совмещенным включением стеклоочистителя; повышена долговечность кузова в результате внедрения однопанельных дверей багажника из алюминиевого листа, фосфатирующих грунтов и оцинкованной стали для изготовления ряда деталей, применения ингибированных компонентов при мойке и грунтовке кузовов перед окраской, нанесения мастики БПМ-1 слоем увеличенной толщины, улучшения технологии нанесения лакокрасочных покрытий и др.

Значительно повышена долговечность двухступенчатой гидромеханической передачи в результате усиления передней опоры и вилки заднего хода, усовершенствования привода большого и малого масляных насосов, ведомого диска, внедрения гидротрансформатора с улучшенной характеристикой и более надежного переднего фрикциона.

На автобусах ЛиАЗ-677 внедрены более надежные гидроусилитель руля, регулятор положения кузова, промежуточная опора вентилятора и дверные механизмы, рычаги повышенной долговечности, усовершенствованные карданные валы, применены улучшенные мочные составы типа МЛ-51 и Лобанид-101 вместо щелочного состава, фосфатирующий концентрат вместо многокомпонентного состава, улучшена герметичность соединения крышки с бортом.

На автобусе ПАЗ-672 усилены барабаны задних тормозов, кронштейны дополнительных рессор и элементы основания кузова, внедрены усовершенствованные привод включения сцепления, продольная рулевая тяга, привод коробки передач, рычаг ручного тормоза. Кроме того, улучшена технология окраски низа кузова с применением мастики БПМ-1 и др.

На автобусах КАВЗ-685 внедрены усиленные кронштейны бензобака и остовы пассажирских сидений, менее жесткое крепление труб глушителей, более надежные рессоры задней подвески от автомобиля ГАЗ-66, вентиляционные люки улучшенной герметичности, применены ингибирующие присадки к грунту ГФ-20 и эмали МЧ-123.

В результате работ по совершенствованию конструкции и повышению эксплуатационных свойств автобуса РАФ-2203 улучшено крепление рулевой колонки, внедрены более надежные рессоры задней подвески и пружины передней подвески, установлены более надежные кронштейны стабилизаторов, усилено крепление пассажирских сидений, введена грунтовка основания, надколесных арок и открытых поверхностей методом окунания в грунтовочные ванны и др.

Величины ресурса автобусов и некоторых агрегатов, достигнутые в результате проведенных мероприятий, приведены в таблице.

Периодичность технического обслуживания автобусов увеличена на 30%, удельная трудоемкость их выполнения снижена на 20%. Повышение ресур-

Таблица 2

Зависимость	Двигатель		Сцепление		Карданная передача		Тормозная система		Пределы изменения L , тыс. км
	a_0	a_1	a_0	a_1	a_0	a_1	a_0	a_1	
σ_1 от L_1	12	0,26	0	0,57	21	0,27	0	0,53	35—200
v_1 от L_1	0,42	$-6,6 \cdot 10^{-4}$	0,66	$-8,5 \cdot 10^{-4}$	0,84	$-0,31 \cdot 10^{-3}$	0,48	$-2,1 \cdot 10^{-3}$	35—200
$L_{1,2}$ от L_1	3	0,42	18	0,29	22	0,24	12	0,85	35—180
$L_{2,3}$ от L_1	6	0,31	14	0,24	7	0,34	4	0,54	35—150
$L_{2,3}$ от $L_{1,2}$	-11	1,10	3	0,76	-2	0,86	12	0,66	20—90
$\sigma_{1,2}$ от L_1	5	0,31	13	0,26	17	0,20	-25	0,834	35—180
$\sigma_{1,2}$ от $L_{1,2}$	3	0,76	-4	0,91	0	0,8	-13	0,97	20—70
$\sigma_{1,3}$ от L_1	5	0,26	4	0,31	8	0,25	—	—	30—150
$\sigma_{1,3}$ от $L_{1,2}$	—	—	0	0,72	—	—	-3	0,64	20—90
$\sigma_{1,3}$ до $L_{2,3}$	—	—	-5	0,98	3	0,74	-6	0,92	20—60

Таблица 3

Деталь ¹	a_0	a_1	Пределы изменения L_1 , тыс. км
Шестерни коробок передач	-20	0,59	150—330
Шестерни коробок и главных передач	14	0,48	140—330
Подшипники коробок передач	-19	0,55	100—270
Подшипники коробок и главных передач	-30	0,65	100—350
Накладки сцепления	-13	0,68	30—130
Карданные шарниры	9	0,36	20—140
Рессоры	0	0,44	20—200

¹ Корреляционные зависимости между σ_1 и L_1 .

повышение точности расчета по корреляционным зависимостям может быть достигнуто при включении в выборки деталей только одного наименования (см. табл. 3);

в 50% случаев наилучшей по величине η оказалась линейная зависимость, а в 80% — различие между линейной и другими зависимостями было незначительным (не более 5% по величине η), следовательно, для прогнозных расчетов можно использовать линейную зависимость вида $y = a_0 + a_1 x$.

Поскольку параметры распределений ресурсов между первым и вторым ($L_{1,2}$, $\sigma_{1,2}$) и вторым и третьим ($L_{2,3}$, $\sigma_{2,3}$) отказами имеют близкие значения, то при отсутствии точной информации для прогнозирования потоков отказов на этапе проектирования можно ограничиться рассмотрением общего процесса восстановления. При этом возможны два варианта: первый — ресурс до первого отказа подчиняется нормальному закону, а последующие отказы — распределению Вейбулла; второй — ресурсы до первого отказа и между отказами подчиняются распределению Вейбулла, но параметры этих распределений различны. В этом случае удается существенно упростить алгоритм расчета на ЭВМ.

Полученные зависимости позволяют рассчитывать потоки отказов деталей при наличии ресурсов до первого отказа L_1 . Последовательность расчета сводится к следующему:

определяются значения среднего квадратичного отклонения σ_1 и коэффициента вариации v_1 , с помощью которого находится второе значение σ'_1 , равное произведению $v_1 L_1$. По σ_1 и σ'_1 в виде среднего или средневзвешенного значения определяется расчетное σ_1^* (весовые коэффициенты принимаются пропорциональными величинам корреляционных отношений для зависимостей σ_1 от L_1 и v_1 от L_1);

на основании накопленного опыта или теоретических положений выбирается закон распределения ресурса, а если он неизвестен, то при прогнозировании его можно выбрать на основании L_1 и σ_1^* ;

поскольку ресурсы деталей являются положительными величинами, то можно принять, что при $\sigma_1^* > 0,33 L_1$ распределение подчиняется закону

Вейбулла (B), а при $\sigma_1^* \leq 0,33 L_1$ — нормальному закону (H) (например, прямая OA на рис. 1, b разграничивает области указанных законов распределения);

параметр распределения Вейбулла c находят по табл. 15.1, приведенной в работе Я. Б. Шора [1] по коэффициенту вариации v_1 , т. е. с помощью L_1 и σ_1 . При отсутствии таблицы второй параметр распределения L_0 рассчитывают по формуле $L_0 = (L_1/b)^c$ для которой c и b определяются по графику рис. 2;

рассчитываются $L_{1,2}$ и $\sigma_{1,2}^*$ между первым и вторым отказами, при этом $\sigma_{1,2}^*$ находится как среднее или средневзвешенное значение по $\sigma_{1,2}$ от L_1 и $\sigma_{1,2}$ от $L_{1,2}$ (аналогичные расчеты проводятся для $L_{2,3}$ и $\sigma_{2,3}$), по найденным величинам выбираются законы распределения и их параметры также, как для первого отказа;

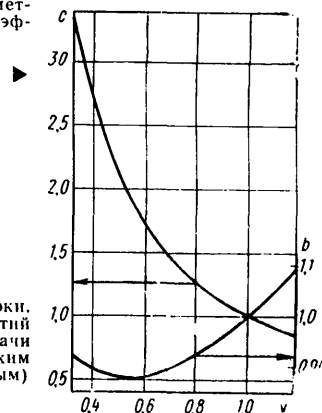
Рис. 2. Графики определения параметра распределения Вейбулла c и коэффициента b 

Рис. 3. Смоделированные потоки, включающие первый, второй и третий отказы детали карданной передачи (сплошная линия — по фактическим данным; штриховая — по расчетным)

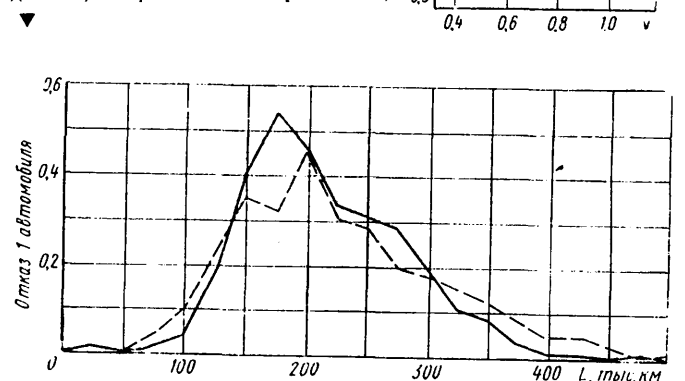


Таблица 4

Агрегат, узел	Средний ресурс до первого отказа, тыс. км	Отказ	Закон распределения и параметры ¹		Δ, %
			Фактические данные	Расчет	
Двигатель	150	Первый Между первым и вторым Между вторым и третьим	$H (150; 30)$ $B (1,4; 314)$ $B (1,6; 733)$	$H (150; 49)$ $B (1,28; 235)$ $B (1,28; 187)$	10,7
Сцепление	135	Первый Между первым и вторым Между вторым и третьим	$B (2,8; 1,26 \cdot 10^6)$ $B (1,34; 214)$ $B (1; 45)$	$B (1,84; 1,06 \cdot 10^4)$ $B (1,21; 148)$ $B (1,1; 65)$	15,2
Коробка передач ²	160	Первый Между первым и вторым	$B (2,8; 4,77 \cdot 10^6)$ $B (1,08; 114)$	$B (2,08; 8,45 \cdot 10^4)$ $B (1,08; 126)$	5,7
Карданная передача	115	Первый Между первым и вторым Между вторым и третьим	$B (2,24; 5,3 \cdot 10^4)$ $B (1,21; 100)$ $B (1,14; 80)$	$B (2,3; 8,12 \cdot 10^4)$ $B (1,23; 132)$ $B (1,2; 93)$	4,9

¹ $H (150; 30)$ — нормальный закон, среднее значение $L=150$ тыс. км, $\sigma=30$ тыс. км; $B (1,4; 314)$ — закон Вейбулла; параметр $c=1,4$, параметр $L_0=314$.

² При расчетах потока отказов параметры распределения ресурса между вторым и третьим отказами приняты равными параметрам между первым и вторым.

рассчитываются плотности распределения (гистограммы) ресурсов детали до первого и последующих отказов, суммирование которых по интервалам пробега позволяет получить поток отказов данной детали.

Результаты расчетов параметров распределений ресурсов деталей (автомобиль грузоподъемностью 5 т, вторая категория условий эксплуатации) по

изложенной методике приведены в табл. 4. В этой же таблице даны фактически параметры ресурсов конкретных деталей. По фактическим данным и результатам, полученным с использованием корреляционных зависимостей, были проведены расчеты потоков отказов на один автомобиль (агрегат, узел). При этом наработке моделировали на ЭВМ с помощью метода Монте-Карло (рис. 3) по методике, аналогичной изложенной в работе [2].

Расхождение между потоками отказов оценивали с помощью коэффициента Δ , значение которого определяли как корень квадратный из суммы квадратов отклонений потоков, определенных по фактическим и расчетным данным.

Как видно из табл. 4, максимальная величина $\Delta=15,2\%$, что можно признать удовлетворительным для прогнозирования.

Таким образом, приведенные в табл. 2—4 корреляционные зависимости позволяют определить параметры ресурсов деталей ряда узлов и агрегатов автомобиля и выполнить прогнозные расчеты потоков отказов на стадии проектирования, при этом ресурсы до первого отказа могут быть определены по соответствующим методикам [3 и 4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шор Я. Б. Статистические методы анализа и контроля качества и надежности. М.: Советское радио, 1962. 552 с.
2. Бедняк М. Н., Иванов В. Б. Оценка надежности трансмиссии методом статистических испытаний. — Автомобильная промышленность, 1976, № 12, с. 20—21.
3. О прогнозировании долговечности автомобильных деталей с помощью кривых повреждаемости /В. С. Лукинский и др. — Автомобильная промышленность, 1977, № 3, с. 13—15.
4. Определение средней долговечности рессор грузовых автомобилей /В. С. Лукинский и др. — Автомобильная промышленность, 1978, № 8, с. 25—27.

УДК 629.114.5-192.001.5:629.113(23)

Исследование режимов работы трансмиссии автобуса ПА3-672 в горных условиях

А. Н. МУЧАИДЗЕ, К. Л. БАДРИЕВ, А. Г. ВОСКАНЯН, М. И. ТУРИАШВИЛИ, С. И. ЖБАННИКОВ

Институт механики машин АН ГССР, Грузинский политехнический институт им. В. И. Ленина, Павловский автобусный завод им. А. А. Жданова

ПРИ РАБОТЕ на горных дорогах детали и узлы трансмиссии автомобиля нагружаются помимо основных еще и дополнительными усилиями, которые ускоряют процесс усталостного разрушения деталей, а следовательно, и сокращают эксплуатационный срок службы автомобиля. К числу таких факторов относятся частое и продолжительное пользование низшими передачами, увеличение общего времени действия основных и дополнительных средств торможения, интенсивная работа органов управления автомобилем, вызванная извилистостью горных дорог и сложностью продольного профиля, и др. Изыскание рациональных путей повышения ресурса автомобилей, работающих в горной местности, является актуальной задачей отрасли.

Институт механики машин АН ГССР, Грузинский политехнический институт им. В. И. Ленина и ОГК Павловского автобусного завода им. А. А. Жданова провели исследование нагруженности трансмиссионных элементов серийного автобуса ПА3-672 на горных дорогах Кавказа и Закавказья. Предварительно были оценены дорожные условия, характеризующие горный территориальный район, где эксплуатируются эти автобусы. Оценка сложности дорожных условий

производилась методом, разработанным в ИММ АН ГССР [1], при котором дороги группируются по величине оценочного показателя — коэффициента сложности дороги K .

Минимально необходимая протяженность дорожных участков, а также распределение пробега автобусов по дорожным условиям Кавказа и Закавказья, устанавливали по данным об интенсивности движения на представительных маршрутах горных дорог, отобранных методом выборочного наблюдения [1 и 2]. Процентное распределение пробега автобусов по видам дорожных условий горной местности следующее:

прямые и малозвилистые дороги равнинного типа с твердым покрытием хорошего и удовлетворительного состояния — 25,5;

извилистые горные дороги ломаного профиля с твердым покрытием хорошего и удовлетворительного состояния — 42,7;

прямые и малозвилистые грунтово-щебеночные дороги равнинного типа хорошего и удовлетворительного состояния — 0,4;

перевальные дороги с твердым покрытием хорошего и удовлетворительного состояния — 11,2;

Дорожные условия	Коэффициент сложности К	Удельная нагружающая сила	К экспериментального участка	Средняя скорость, км/ч	Пробег автобуса на передачах, %				Средняя скорость на передачах, км/ч			
					I	II	III	IV	I	II	III	IV
Дороги равнинного типа с твердым покрытием	До 2,3	До 0,035	1,8	42,1±3,8	0,1±1,4	0,7±0,21	9,7±2,21	89,2±2,2	5,5±1,79	14,4±1,3	30,2±0,6	47,4±2,6
	2,3	0,035	3,2	31,3±1,52	0,56±1,8	20±4,31	24,9±3,6	54,4±5,8	10,8±4,7	20,5±1,3	28,8±1,8	3,89±1,9
Горные дороги ломаного профиля с твердым покрытием	3,4	0,051	2,4	35,2±1	0,3±0	3,2±0,67	31±3,94	65,5±4,1	5,9±0,9	16,9±2,6	21,6±0,8	29±0,95
	2,3	0,035										
Грунтово-щебеночные дороги равнинного типа	3,4	0,051	4,2	23,3±1,05	0,7±0,48	63,1±4,4	27,3±4,4	8,65±2,8	8,9±1,7	20,8±1,8	26,6±1,27	35,4±3,5
	4,5	0,067		35±1,8	—	0,75±0,53	41,1±3,85	57,9±9,94	2,6±1,15	1,34±2,1	31,2±3,06	36,9±1,56
Перевальные дороги с твердым покрытием	3,4	0,051	3,5	24,3±0,67	0,6±0,19	17,4±5,8	33,6±3,6	51,1±7	7,3±1,4	18,8±0,44	24,1±0,9	26,6±0,74
	4,5	0,067										
Горные грунтово-щебеночные дороги ломаного профиля	4,5	0,067	5,5	18±0,45	4,7±0,44	75,1±4,3	18,1±0,75	1,8±0,67	10,2±0,93	18,2±0,8	20,8±0,4	22,3±2,6
	5,6	0,084		17,1±0,9	1,2±0,01	4,6±0,46	89,9±4,3	4,3±2,42	11,2±1,12	14,6±0,6	18,3±0,43	20,6±0,9

Примечание. В числителе указаны параметры для перевальных дорог при движении автобуса вверх, в знаменателе — вниз.

извилистые горные грунтовые дороги ломаного профиля — 15,6;

перевальные дороги грунтово-щебеночного покрытия хорошего и удовлетворительного состояния — 4,6.

Влияние индивидуальных качеств водителя при экспериментах исключали методом, описанным в работе [1]. Крутящий момент регистрировали при помощи токосъемного устройства, осциллографа Н-700 и усилителя ТА-5, установленных на полуоси автобуса, а для регистрации параметров эксплуатационных режимов использовалась аппаратура системы ИММ АН ГССР [1], принцип действия которой основан на считении импульсов, генерируемых импульсатором, группами электроимпульсных счетчиков по каждому замеряемому параметру.

По данным обработки осциллограмм крутящих моментов находились экспериментальные значения коэффициентов K_n и K_p для автобуса ПАЗ-672 в представительных видах дорожных условий горной местности. При этом для каждого вида дорожных условий по осциллограммам определялись основные статистические показатели кривых распределений действующих моментов по каждой передаче. Рабочие же моменты устанавливались по значениям максимального крутящего момента двигателя $M_{e\max}$, так как величина их во всех случаях оставалась меньше моментов, определяемых сцепной массой автобуса при $\varphi=0,7$. Результаты статистической обработки экспериментальных данных, полученных при изучении режимов работы трансмиссии автобуса ПАЗ-672, сведены в таблицу.

Анализ данных, приведенных в таблице, показывает, что, как и следовало ожидать, наиболее легкими являются дорожные условия равнинной местности. Эта категория дорог при твердом покрытии полотна оказывает минимальное сопротивление, и движение автобуса осуществляется с наибольшей средней скоростью 38—46 км/ч и преимущественно на высших передачах (87—92%). Применение первой передачи почти исключено, а промежуточные используются лишь при разгоне и в случае снижения скорости по дорожным ситуациям. Этим объясняется сравнительно малое (86—104) общее число переключений передач на 100 км пробега. Однообразие профиля при незначительных величинах и протяженностях уклонов и хорошее покрытие сводит также к минимуму потребности в применении тормозов (82—88 торможений на 100 км).

При движении по дорогам равнинного типа с грунтово-гравийным или щебеночным покрытием режимы несколько утяжеляются из-за увеличения общего сопротивления движению. Это приводит к сокращению доли пробега на высшей передаче (61—69%) и снижению скорости движения (24—26 км/ч). В некоторых случаях, в частности при трогании с места, возникает необходимость применения первой передачи (0,3%).

Ухудшение состояния покрытия приводит к значительному увеличению числа переключений передач (до 420—480 на 100 км пути). Это — больше чем в 4 раза по сравнению с движением по равнинным дорогам с твердым покрытием. Почти в 2 раза увеличивается и частота использования тормозов (169—229 на 100 км), а следовательно, и время движения в тормозном режиме (на 1,5—2,3%).

На горных дорогах с твердым покрытием, характеризующихся повышенной извилистостью и уклонами, среднее значение которых колеблется в пределах 1,5—3,0%, скорость движения автобуса находится в пределах 30—33 км/ч при относительно частых переключениях (140—180 на 100 км пути). Время езды на высшей передаче сокращается до 50—60%, причем на первой передаче оно достигает 2,5%. На тех же дорогах, но с грунтово-щебеночным или гравийным покрытием средняя скорость автобуса снижается до 23—25 км/ч, а время движения на высшей передаче — до 45—58%. Чем хуже состояние дорожного покрытия, тем большим становится число торможений. Наблюдаемое увеличение пробега в тормозном режиме объясняется частым торможением при переезде одиночных неровностей и на поворотах.

Перевальные дороги в отличие от горных автомобильных дорог ломаного профиля более извилисты, им свойственны продолжительные подъемы и спуски, средние величины уклонов которых достигают 3% и более, и, естественно, что каждый вид условий движения — при подъеме и спуске — будет характеризоваться соответствующими режимами. Поэтому для выявления параметров, наиболее полно характеризующих условия работы автобуса на этих дорогах, целесообразно рассматривать режимы работы его трансмиссии отдельно — при подъеме и спуске.

При движении по перевальным дорогам с грунтово-щебеночным или гравийным покрытием наблюдается снижение скорости автобуса до 18 км/ч (из-за дорожных сопротивлений, вызванных данным видом покрытия). Движение осуществляется на промежуточных передачах, с некоторым увеличением использования низших передач — в основном второй (до 75%). Уменьшение скорости движения приводит к снижению числа торможений и уменьшению пути, пройденного на этом режиме, а однообразие профиля — к некоторому снижению общего числа переключений передач.

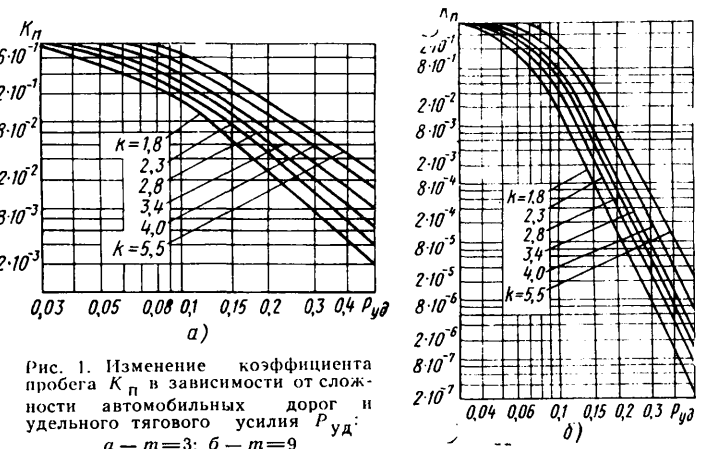


Рис. 1. Изменение коэффициента пробега K_p в зависимости от сложности автомобильных дорог и удельного тягового усилия $P_{уд}$: а — $t=3$; б — $t=9$

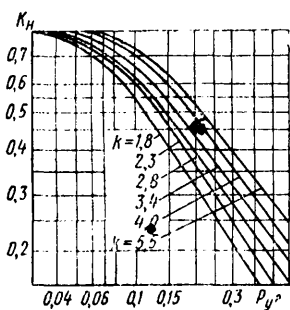


Рис. 2. Изменение коэффициента нагрузки K_n в зависимости от сложности автомобильных дорог и удельного тягового усилия $P_{уд}$

Рис. 3. Изменение пробега автобуса на передачах в зависимости от сложности дорожных условий

Движение по асфальтированному спуску характеризуется увеличением скорости движения до 33—37 км/ч. При этом автобус движется преимущественно (57—67% пути) на прямой передаче. Число переключений передач значительно уменьшается ввиду отсутствия необходимости реализации тягового усилия, а пробег на тормозах составляет около 2,5% пути. Это объясняется частым (400—500 на 100 км пути), но кратковременным применением тормозов при движении по спуску. Если спуск имеет грунтово-щебеночное покрытие, наблюдается снижение скорости до 17 км/ч. Движение в основном (на 85—90%) осуществляется на высшей передаче и характеризуется сравнительно малым числом переключений передач (140—180 на 100 км пробега), но значительным увеличением числа торможений (1000—1200 на 100 км пробега) и пробега на тормозах — 9%.

На рис. 1 и 2 приведены аппроксимированные кривые изменения коэффициентов K_n и K_n в зависимости от сложности дорожных условий, удельного тягового усилия $P_{уд}$ и показателя m , характеризующего сопротивление материала деталей усталостному разрушению. На рис. 1, а кривые $K_n = f(P_{уд}, K)$ построены для $m=3$ и 9, что соответствует расчету зубчатых колес соответственно на контактную и изгибную прочность.

Как видно из графиков, с утяжелением дорожных условий величины K_n и K_n на всех передачах смещаются в зону больших значений, достигая максимума на перевальных дорогах с грунтовым покрытием.

На рис. 3 приведен совмещенный график изменения распределения пробега автобуса на разных передачах в зависимости от удельной тяговой силы и сложности дорожных условий.

Анализ приведенных на рис. 3 кривых показывает, что угол их наклона к оси абсцисс с утяжелением дорожных условий увеличивается, а сами кривые смещаются в область больших значений удельных тяговых усилий. Это объясняется тем, что при повышении сложности дорог доля пробега

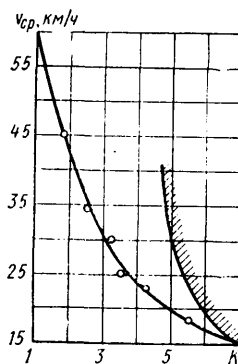
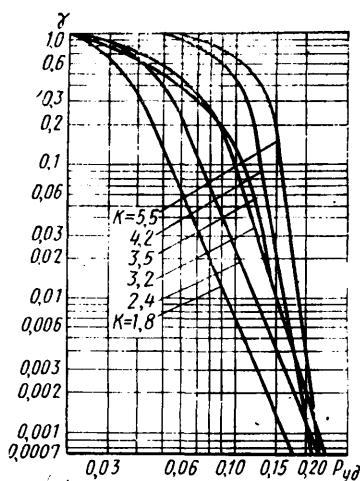


Рис. 4. Изменение средней скорости $v_{ср}$ движения автобуса в зависимости от сложности дорожных условий

автобуса на промежуточных и низших передачах растет. Степень же использования высших передач по мере смещения кривых в область больших тяговых усилий резко сокращается и в определенных условиях достигает нулевого значения.

На рис. 4 приведена зависимость средней скорости автобуса от сложности дорог. Из графика видно, что с утяжелением дорожных условий средняя скорость автобуса уменьшается, достигая минимального значения на перевальных и разбитых грунтовых дорогах. Исходя из того, что на горных дорогах скорость автобуса лимитируется не только его тягово-мощностными показателями, но и условиями безопасности движения и проходимости, график дополнен кривой граничных скоростей, установленных экспериментально. Эта кривая определяет значения максимальных скоростей движения автомобилей на тяжелых горных дорогах.

Полученные результаты в форме обобщенных функциональных зависимостей могут быть использованы в работах по созданию перспективных моделей автомобилей и автобусов, предназначенных для эксплуатации в условиях гористой местности и имеющих заданную эксплуатационную надежность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мучаидзе А. Н., Джапаридзе И. Л., Бадриев К. Л. Режимы работы автомобилей в горной местности. Тбилиси: Мецниереба, 1974. 106 с.
2. Бадриев К. Л. Выбор дорожных условий при оценке нагрузочного режима автомобилей в горной местности.— В сб.: Автомобилестроение. № 2. М.: НИИНавтопром, 1971, с. 10—14.

УДК 629.113-585.862

Системный подход как метод исследования долговечности карданной передачи

Канд. техн. наук О. Я. ЗАСЛАВСКИЙ
Минский автозавод

ШИРОКОЕ применение карданной передачи для привода колеса (рис. 1) многоосного полноприводного автомобиля большой грузоподъемности стимулировало разработку на основе системного подхода [1—3] методов исследования совокупности требований, факторов и конструктивных решений, от которых полностью зависит как качество передачи, так и во многом — качество трансмиссии и ходовой части автомобиля.

Основой исследования является система «Функционирование карданной передачи, установленной на автомобиле», однако очевидно, что функционирование карданной передачи во многом зависит от потенциальных свойств этого узла в сборе. Поэтому целесообразно рассмотреть его (рис. 2) как отдельную систему. (Здесь не учитываются ограничения, налагаемые на карданную передачу автомобилем, окружающей средой и условиями эксплуатации, т. е. узел рассматривается таким, каким конструктор хотел бы его видеть). Система

«Карданная передача в сборе» включает в себя как подсистемы асинхронный шарнир с крестовиной, игольчатыми подшипниками, уплотнениями, системой смазки, вилками и деталями крепления; компенсатор линейных перемещений (шлицевой вал — скользящая вилка, уплотнительный узел, система смазки); сварной узел (шлицевой вал — труба, труба — приварная вилка) и смазочный материал (для систем смазки шарниров и компенсатора линейных перемещений).

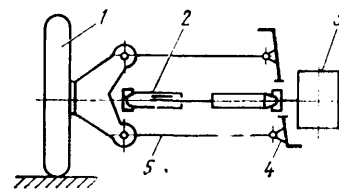


Рис. 1. Привод колеса многоосного автомобиля:
1 — колесо; 2 — карданная передача; 3 — редуктор моста; 4 — рама; 5 — подвеска

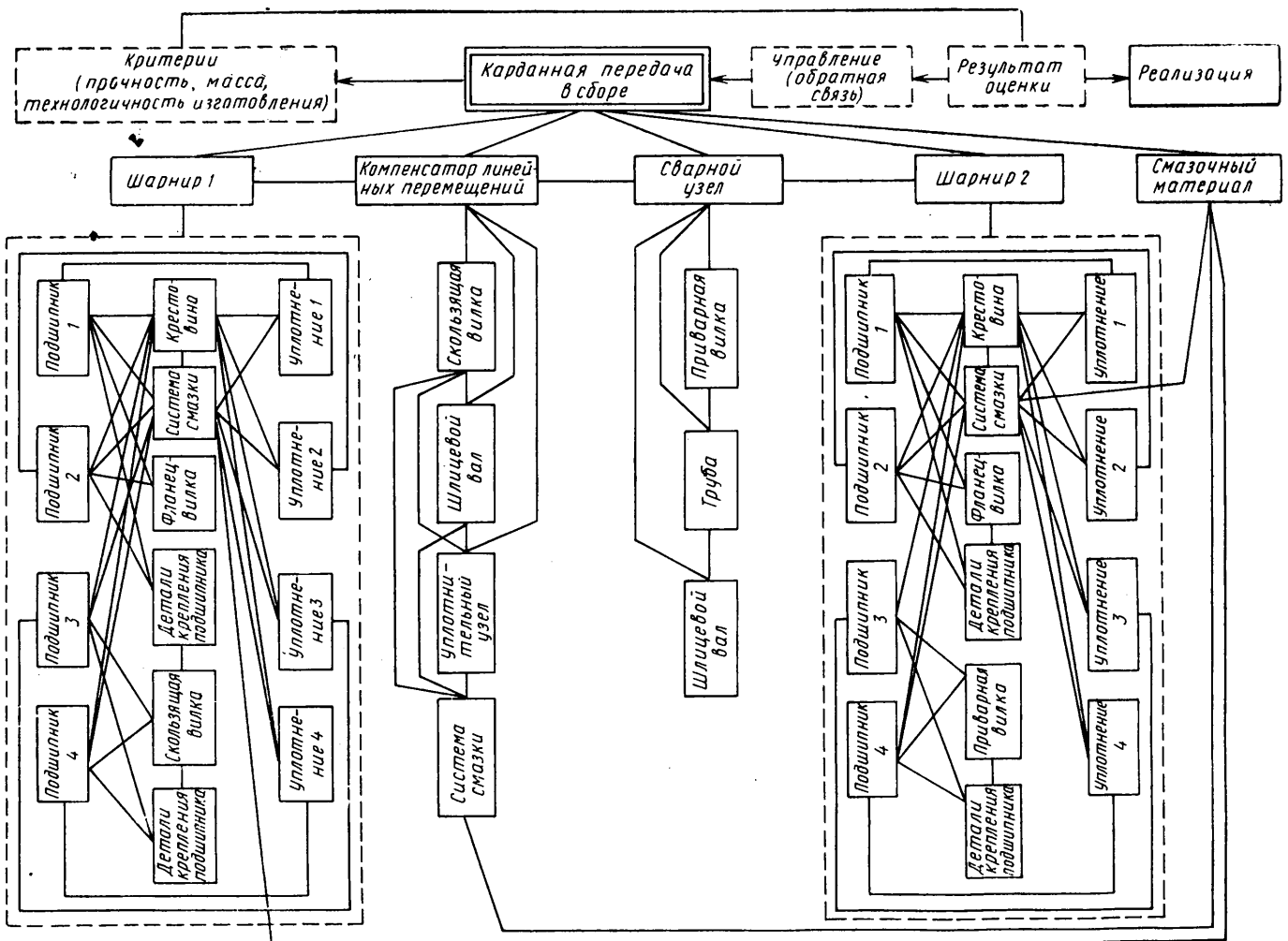


Рис. 2. Структурная схема системы «Карданная передача в сборе»

При рассмотрении этой системы целесообразно использовать предложенную А. Н. Островцевым [4] классификацию потенциальных свойств автомобиля, которая вполне применима не только для всего объекта в целом, но и для любого из его узлов. Сформулированный в соответствии с этой классификацией комплекс желаемых потенциальных свойств карданной передачи анализируется, затем выбираются (назначаются) критерии, в данном случае по прочности, массе и технологичности изготовления узла. Оценка решения — выбор оптимального варианта конструкции «Карданная передача в сборе» — производится при помощи сопоставления ее потенциальных свойств с выбранными критериями. При отрицательных результатах сопоставления поиск продолжается путем изменения различных параметров до выхода на оптимальный конструктивный уровень, при положительном — полученный вариант конструкции принимается к реализации в качестве эскизного проекта, который подлежит дальнейшей оценке, но уже в рамках более общей системы «Функционирование карданной передачи».

Каждая из перечисленных выше подсистем состоит из соответствующих элементов, между которыми реализуются либо связи взаимодействия (функциональные), либо структурные связи. Так, стопорная пластина взаимодействует с болтами крепления крышки подшипника к вилке, препятствуя их отворачиванию. Это связь взаимодействия. Шип крестовины воздействует при функционировании на тела качения подшипника, чем обеспечивается передача узлом крутящего момента, — это связь функционирования. И, наконец, шипы крестовины связаны друг с другом монолитным строением крестовины — это связь строения (структурная связь). Именно наличие связей определяет технологию комплексного рассмотрения каждого элемента в совокупности с другими, с ним связанными элементами. Крестовина, например, связана с системой смазки шарнира, а последняя — со смазочным материалом, который некоторые исследователи справедливо относят к конструктивному.

Таким образом, выбор конструктивной схемы системы смазки шарнира, исходя из предпосылок системного подхода,

должен базироваться на выборе сорта смазочного материала (по вязкости и физико-механическим свойствам [5]), на анализе конструктивного исполнения крестовин, подшипников, уплотнений, выборе геометрических и метрологических параметров деталей, технологии изготовления, сборки и т. д. При переходе от такой частной задачи к более общей — «Функционирование карданной передачи» — рассматриваемый вопрос о выборе схемы смазки шарнира расширяется и углубляется при внесении в него факторов, связанных с воздействием окружающей среды, с технологией и периодичностью технического обслуживания узла и т. д. В то же время следует учесть, что тот же выбор сорта смазочного материала можно представить как отдельную задачу, которая успешно решается с использованием основ системного подхода — построением иерархической системной модели с учетом, например, таких факторов, как параметры контактного нагружения деталей шарнира (контактные давления, геометрия, нагрузки, чистота поверхностей и т. д.), скорость перемещения контактирующих тел, физико-механические и химические свойства смазочного материала и его компонентов и т. д. [6].

Иными словами, развивая общую системную модель задачи об успешном «Функционировании карданной передачи» на автомобиле, можно, переходя от высших уровней иерархической структуры к низшим и рассматривая каждый элемент как отдельную систему, исследовать любые параметры и факторы, влияющие на надежность и долговечность конструкции, на ее технологичность, ремонтнопригодность и т. д., хотя само по себе деление целого (системы) на части во многом условно и зависит от цели исследования и формулировки задачи.

Рассмотрим подробнее структурную схему системы «Функционирование карданной передачи на автомобиле».

Система (рис. 3) содержит пять подсистем:

совокупность факторов функционирования карданной передачи $F_{к.п.}$; совокупность факторов воздействия на нее автомобиля $F_{а.}$, окружающей среды $F_{ср.к.п.}$, эксплуатационных условий $F_{э.}$ и окружающей среды на автомобиль — $F_{ср.а.}$ Эле-

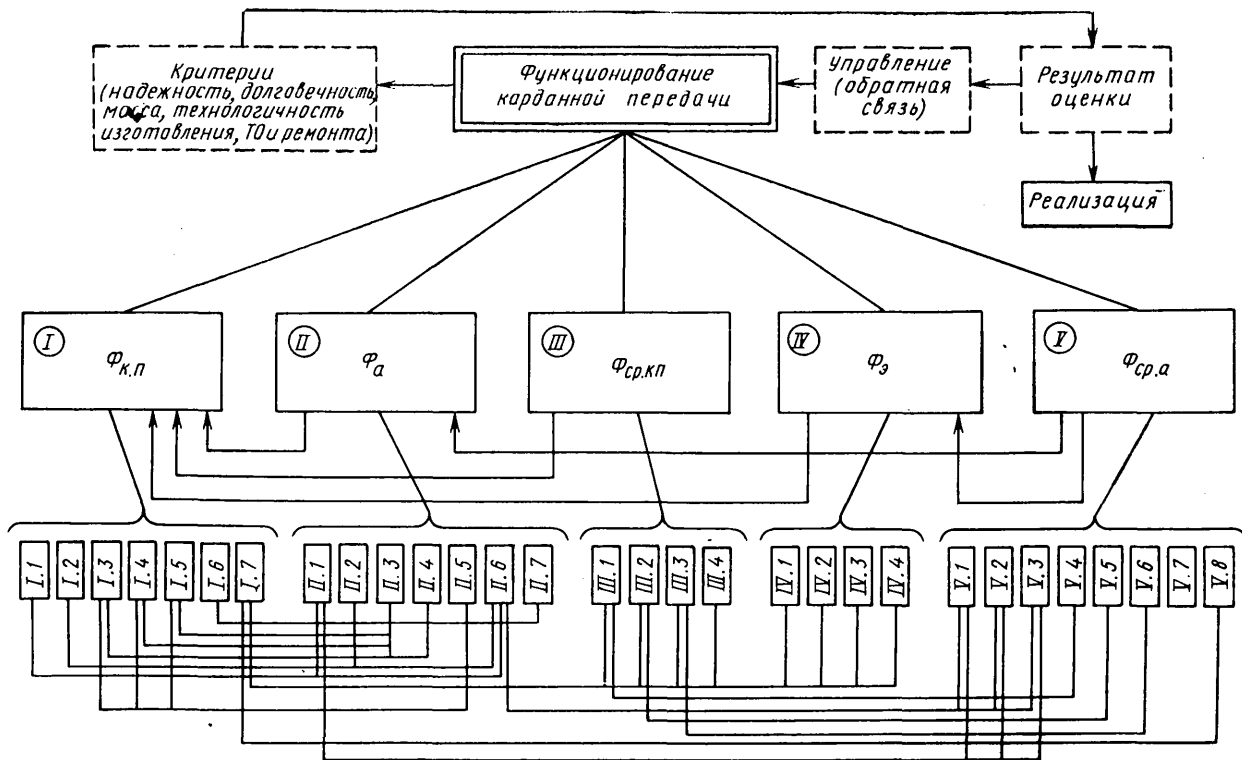


Рис. 3. Структурная схема системы «Функционирование карданной передачи»

менты каждой подсистемы приведены в таблице, а взаимосвязи между ними и подсистемами — на рис. 2 (частично).

Как уже отмечалось, в каждом конкретном случае разработки конструкции карданной передачи основные факторы необходимо классифицировать по их значимости и связи с выбранными критериями. Например, фактор «Биологическое воздействие среды» на неметаллические детали карданной передачи. Для большинства задач исследования его можно смело отнести ко второстепенным. Однако если решается задача о повышении надежности и долговечности работы компенсатора линейных перемещений карданной передачи автомобиля, эксплуатирующегося в пустыне с агрессивным биологическим воздействием на войлочное уплотнение компенсатора, то этот фактор следует считать одним из основных, так как разрушение войлочного или резинового уплотнения ведет к интенсивному износу компенсатора линейных перемещений и выходу из строя всей карданной передачи. Решением задачи в данном случае является применение антисептической обработки уплотнителя или изменение его конструкции.

Итак, последовательный переход от одной структурной схемы (рис. 3) ко второй (рис. 2) является логическим путем исследования, последним этапом которого, применительно к конструкторской практике, следует считать построение системной модели «Карданная передача, установленная на автомобиль». Эта модель (рис. 4), разработанная на основе принципов системного подхода, содержит три уровня, определяет взаимосвязи элементов и управление (обратную связь) каждым уровнем и всей системой.

Проектирование, испытания, доводка и исследование карданной передачи, выполненные по предлагаемой модели, дают возможность, меняя входные данные, получить оптимальное (как общее, так и поэлементное) решение (например, конструктивное) на выходе из системы. Управление (обратная связь) системы определяет пути исследования (поиска) оптимального решения. Так, при получении оптимальной конструкции элемента и всего узла приходится вернуться к начальному входу, если оптимальная конструкция карданной передачи, например, не вписывается в автомобиль. Точно такой же путь можно при необходимости проделать между III и II уровнем, II и I. Окончательное решение принимается после сопоставления параметров выхода системы с критериями — надежностью, долговечностью, массой узла, технологичностью изготовления, технического обслуживания и ремонта. При неудовлетворительных результатах сопоставления вводятся изменения в соответствующий элемент (элементы, всю конструкцию в целом) или в совокупность факторов и требований, после чего повторяются все необходимые исследовательские, конструкторские и другие работы — до получения удовлетворительных результатов сопоставления с критериями. На этой базе и принимается обоснованное техническое решение, подлежащее реализации — уточненный технический проект, по которому разрабатывается рабочая документация для изготовления опытного образца узла.

В заключение следует отметить, что применение системного подхода при решении задач проектирования, изготовления, испытаний, доводки и исследования карданной передачи да-

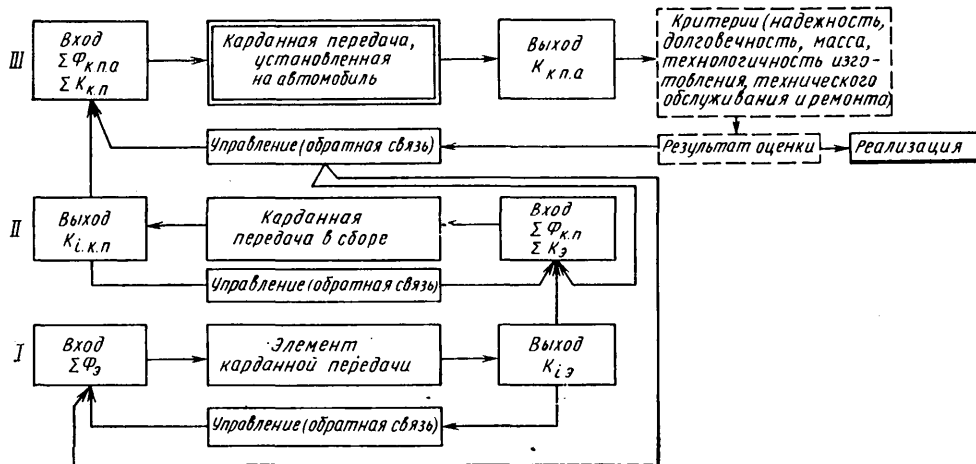


Рис. 4. Системная модель «Карданная передача, установленная на автомобиль»: I, II, III — уровни модели; $\Sigma\Phi_3$ — совокупность требований, предъявляемых к элементу карданной передачи, и факторов, воздействующих на него; K_{i3} , ΣK_3 — вариант и совокупность вариантов конструктивного исполнения элемента; $\Sigma\Phi_{к.п.}$, $\Sigma\Phi_{к.п.а}$ — совокупность требований, предъявляемых к карданной передаче в сборе и к установленной на автомобиле, и факторов, воздействующих на нее; $K_{i.к.п.}$, $\Sigma K_{к.п.}$ — вариант и совокупность вариантов конструктивного исполнения карданной передачи; $K_{к.п.а}$ — конструктивное исполнение карданной передачи, установленной на автомобиль, которое принято к производству

№ под-системы	Наименование подсистемы	№ элемента (фактора)	Наименование элемента (фактора)
1	Ф _{к.п}	I.1	Крутящий момент
		I.2	Угловая скорость
		I.3	Угол излома шарниров
		I.4	Неравномерность вращения
		I.5	Линейные перемещения в компенсаторе
		I.6	Температура карданной передачи
		I.7	Потенциальные свойства (прочность, геометрия, метрология и др.)
2	Ф _а	II.1	Крутящий момент
		II.2	Угловая скорость
		II.3	Кинематика соединяемых карданной передачей агрегатов
		II.4	Геометрия базовых деталей крепления карданной передачи
		II.5	Метрология этих деталей
		II.6	Динамика соединяемых карданной передачей агрегатов
3	Ф _{ср.кп}	II.7	Температура этих агрегатов
		III.1	Агрессивность окружающей среды
		III.2	Температура окружающей среды
		III.3	Влажность воздуха
		III.4	Биологические воздействия окружающей среды на неметаллические детали
4	Ф _э	IV.1	Функционирование
		IV.2	макропрофиль
		IV.3	микрорельеф
		IV.4	вид и качество
5	Ф _{ср.а}	V.1	Опорная поверхность:
		V.2	макропрофиль
		V.3	микрорельеф
		V.4	вид и качество
		V.5	Агрессивность окружающей среды
		V.6	Температура окружающей среды
		V.7	Влажность воздуха
		V.8	Солнечная радиация
			Биологическое воздействие окружающей среды на неметаллические детали

ет возможность с минимальной трудоемкостью учесть максимальное количество факторов и ограничений, предлагаемых на объект, значит, быстро и с высоким качеством решить все эти задачи. Например, использование системной модели исследования долговечности и работоспособности карданной передачи привода колеса многоосного полноприводного автомобиля позволило установить оптимальный уровень точности изготовления деталей карданного шарнира; оптимальную (с точки зрения контактных давлений) геометрию контактирующих тел; оптимальный по вязкости сорт смазки для карданного шарнира и оптимальную периодичность ее замены. В результате долговечность карданной передачи существенно повысилась, а трудоемкость технического обслуживания и расход смазки заметно снизились.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Островцев А. Н.* Потенциальные свойства функциональных систем и их влияние на эксплуатационные качества автомобиля. — *Автомобильная промышленность*, 1975, № 10, с. 12—13.
2. *Чернов Л. Б.* Основы методологии проектирования машин. М.: Машиностроение, 1978. 152 с.
3. *Аксенов П. В.* Многоосные автомобили. М.: Машиностроение, 1980. 208 с.
4. *Островцев А. Н.* Основные принципы построения общей теории надежности. — *Автомобильная промышленность*, 1971, № 11, с. 18—22.
5. *Заславский О. Я., Шиленко Ф. Ф., Шкирич Б. Н.* Смазка и работоспособность шарниров карданной передачи. — *Автомобильная промышленность*, 1975, № 4, с. 19—20.
6. *Терехов А. С.* Системный подход к исследованию температурного режима агрегатов трансмиссии. — *Автомобильная промышленность*, 1979, № 8, с. 21—23.

УДК 629.113-585.862+401.7*

Долговечность подвижных шлицевых соединений карданных валов автомобиля МАЗ-503А

В. Ф. ИСАКОВ

Гродненский завод карданных валов им. 50-летия СССР

В КАРДАНЫХ валах автомобилей МАЗ, КрАЗ и других применяются скользящие шлицевые соединения с прямобочным профилем шлицев. Для определения фактической долговечности в зависимости от технологии изготовления шлицев концов карданных валов и конструкции защиты шлицевого соединения были испытаны три партии валов на автомобилях МАЗ-503А. Шлицы первой партии после фрезерования подвергали термообработке, а потом шлифовали, шлицы второй партии — шлифовали по толщине до окончательного размера, а потом подвергали термообработке. Шлицы третьей партии валов обрабатывали так же, как и первой, но в конструкцию дополнительно вводили телескопическую защиту шлицевого соединения.

Материал шлицев — сталь 45Х, НРС 45_{min} (НВ 426_{min}); скользящей вилки — сталь 40 (НВ 229—269). Технология изготовления шлицевого отверстия скользящей вилки (протягивание с последующим дорнированием боковых сторон пазов) и условия эксплуатации всех партий шлицевых соединений были одинаковыми.

Периодичность разборки и обмеров планировали следующей: для первой и второй партии — первая

разборка через 30—40, вторая — через 60—70 тыс. км и последующие — при выходе из строя крестовин или шлицевого соединения; для третьей партии — при выходе из строя крестовин, так как шарниры были заправлены смазкой на весь срок службы вала.

Толщину каждого шлица по длине измеряли специальным микрометром: в первой и второй партиях — в трех, в третьей партии — в одном сечении. В каждой вилке измеряли (при помощи набора концевых мер) ширину четырех (1, 5, 9 и 13) пазов на расстоянии 20—30 мм от торца вала. После обмеров в шлицевые соединения закладывали свежую смазку, а после разборки шарниров балансировали валы.

Результаты исследований показали, что наименьшей долговечностью обладают шлицевые соединения второй партии валов, наибольшей — соединения третьей партии. Нормальная работа карданных валов наблюдалась при достижении в шлицевом соединении окружного зазора не более 1,1 мм или среднего износа шлицев вала по толщине не более 0,5 мм.

Долговечность шлицевых соединений по результатам дорожных испытаний подсчитывали по формуле

$$L = \frac{\Delta b_v}{J_v}, \quad (1)$$

или

$$L = \frac{\Delta b_0}{J_{cp}}, \quad (2)$$

где L — долговечность шлицевого соединения в тыс. км пробега автомобиля;
 Δb_v — допустимый износ шлицев вала за период нормальной работы, мкм;
 J_v — интенсивность износа шлицев вала, мкм/тыс. км;
 Δb_0 — окружной зазор в шлицевом соединении, мкм;
 $J_{cp} = \bar{J}_v + \bar{J}_0$ — интенсивность износа шлицевого соединения, мкм/тыс. км (J_0 — интенсивность износа боковых поверхностей пазов, мкм/тыс. км).

Для определения долговечности L , L_{min} и L_{max} достаточно вычислить значения J_v , \bar{J}_0 , $J_{v\ max}$, $J_{0\ max}$, $J_{v\ min}$, $J_{0\ min}$, применяя математическую обработку значений J_{vi} и J_{0i} с доверительной вероятностью 0,95.

Из сопоставления значений \bar{J}_v и \bar{J}_0 видно, что интенсивность износа пазов вилки составляет 1,00—1,14 интенсивности износа шлицев вала. Значения долговечности L , подсчитанные по приведенным выше формулам, практически одинаковы. Однако выполнять расчеты более целесообразно по форму-

ле (2). Это связано с тем, что в данном случае достаточно определить только окружной зазор в шлицевом соединении (даже не снимая вала с автомобиля) после определенного пробега, а затем найти значение интенсивности износа $J_{срi}$ из соотношения

$$J_{срi} = \frac{\Delta b_{0i}}{L_i}, \quad (3)$$

где Δb_{0i} — окружной зазор в шлицевом соединении после пробега L_i км, за вычетом первоначального зазора;

L_i — пробег карданного вала.

Зная $J_{срi}$, можно определить значение долговечности шлицевого соединения для определенных условий эксплуатации.

Аналогично можно рассчитать долговечность шлицевых соединений эвольвентного профиля. При этом расчет по этому методу необходимо производить, исходя из минимальной наработки карданного вала не менее 40—50 тыс. км.

Анализ результатов дорожных испытаний показал, что существующая конструкция шлицевого соединения карданных валов автомобилей МАЗ имеет значительный неиспользуемый резерв долговечности. Конструктивными изменениями (без учета влияния технологических факторов изготовления шлицев вала и втулки) ее можно повысить за счет применения дополнительной телескопической защиты, что способствует уменьшению средней интенсивности износа в 2,2—4,2 раза, и увеличения рабочей высоты контакта шлица, что достигается путем уменьшения внутреннего диаметра шлицевого отверстия.

УДК 629.113.004.67

О нормировании допустимых значений параметров технического состояния узлов и деталей автомобилей

Канд. физ.-мат. наук С. Ф. ЦВИД, канд. техн. наук А. М. ХАРАЗОВ

НАМИ

В МОСКОВСКОМ автомобильно-дорожном институте разработан способ нормирования допустимых значений структурных и диагностических параметров узлов и деталей автомобилей при случайном характере изменения этих параметров в зависимости от пробега автомобиля [1]. Поскольку изменение параметров по циклам межконтрольной наработки представляет собой марковскую цепь с конечным числом состояний при дискретном времени, то разработанный способ основан на применении марковской модели и использует в качестве одной из главных экономических характеристик стоимость ремонта и профилактического восстановления узла. Причем при профилактическом восстановлении, как и при ремонте, контролируемый параметр восстанавливается до номинального значения. Однако в ряде случаев целесообразно рассматривать полное восстановление параметра до его номинального значения и частичное — до промежуточной величины. Учет частичного восстановления позволяет найти оптимальное допустимое значение

контролируемого параметра технического состояния диагностируемого объекта. В этом случае оно определяется в следующей последовательности:

вводят m участков интервала изменения состояния контролируемого параметра;

собирают статистические данные о переходе значений параметра из одного состояния в другое за период межконтрольной наработки;

строят матрицу вероятностей перехода параметра из одного состояния в другое;

определяют средние издержки, связанные с устранением последствий отказа как с предупредительным восстановлением параметра до номинальной величины, так и с частичным — до промежуточной величины;

определяют вероятность попадания значения параметра в каждый из m участков;

с помощью полученных вероятностей и средних экономических характеристик определяют издержки на восстановление параметра (на один автомобиль); минимальные издержки соответствуют оп-

тимальному, с точки зрения затрат, значению допустимого параметра.

Остановимся более подробно на определении допустимого значения контролируемого параметра технического состояния диагностируемого объекта.

Возможный интервал изменения контролируемого параметра $S_{\min} - S_{\max}$ разбивают на m участков. При этом считают, что с увеличением номера участка состояние узла автомобиля ухудшается. В частности, первый участок соответствует его номинальному значению (интервал не обязательно разбивается на равные участки: их длины выбирают в зависимости от требуемой точности расчета, с одной стороны, и от возможности собрать соответствующие статистические данные, с другой). Кроме того, последним должен быть участок, соответствующий отказу автомобиля по выбранному параметру.

Для сбора статистических данных берут группу N автомобилей, значения параметров которых находятся в одном и том же участке в начале межконтрольной наработки. В конце межконтрольной наработки определяют, у скольких автомобилей N_j значение параметра окажется в другом выбранном участке, например S_j . По этим данным определяют отношение N_j/N , которое и принимается за вероятность перехода значения параметра автомобиля в течение межконтрольной наработки с одного участка на участок S_j . Точно такая же операция повторяется и для других участков. В результате получается квадратическая матрица «вероятностей» $Q = \{N_{ij}/N_i\}_{i,j=1}^m$ перехода значений всех параметров за межконтрольный период из исходных участков в другие.

Средние издержки C_a , связанные с устранением последствий отказа, средние издержки C_1 , связанные с предупредительным восстановлением параметра до номинальной величины, и средние издержки C_k , связанные с частичным восстановлением параметра до выбранной его величины, определяют по данным технико-экономического анализа для рассматриваемого параметра узла автомобиля.

Вероятности π_i заставить параметр в произвольный момент времени в интервале S_i определяют следующим образом.

Для номеров участков i и b , где $1 < i \leq m$ и $b = 1, k$ (k — номер фиксированного участка, соответствующего выбранному частичному восстановлению параметра) определяют матрицу $p_b(i)$, у которой первые $i-1$ строки совпадают с первыми $i-1$ строками матрицы Q , а последние строки заменяются b -й строкой матрицы Q . Затем для $k < i < j \leq m$ определяют матрицу $p(i, j)$, у которой первые $i-1$ строки совпадают с первыми $i-1$ строками матрицы Q ; строки с i -й по $j-1$ совпадают с k -й строкой; строки, начиная с j -й, совпадают с первой строкой. Множество матриц всех трех видов обозначим через P .

Поясним технический смысл соответствующих матриц. Матрица вида $p_1(i)$ ($p_k(i)$) показывает, что все автомобили, имеющие значение параметра $S \in S_e$ для $0 < e < i$, техническому воздействию по этому параметру не подлежат. Если $e \geq i$, то параметр восстанавливается до величины S_1 (S_k). Матрица вида $p(i, j)$ показывает, что все автомобили, имеющие значение параметра $S \in S_e$ для $0 < e < i$, техническому воздействию по этому параметру не

подлежат. В остальных случаях параметр восстанавливается, причем до величины S_k , если $i \leq e < j$, и до величины S_1 , если $j \leq e \leq m$.

Для каждой матрицы $p = \{p_{ij}\}$ из P составляем систему линейных уравнений

$$\begin{cases} \pi_j = \sum_{i=1}^m \pi_i p_{ij}; \\ \sum_{j=1}^m \pi_j = 1 \end{cases}$$

и решаем ее относительно π_1, \dots, π_m . Известно [2], что π_i — вероятность нахождения значения параметра на участке S_i .

Для каждой матрицы p из P вычисляем сумму $\varphi(p)$, определяемую в зависимости от вида p . Если $p = p_b(i)$ ($i = 1, k$), то

$$\varphi(p) = C_a \pi_m + C_b \sum_{j=1}^{m-1} \pi_j; \text{ если } p = p(i, j), \text{ то}$$

$$\varphi(p) = C_a \pi_m + C_k \sum_{e=i}^{j-1} \pi_e + C_1 \sum_{e=j}^{m-1} \pi_e.$$

Сумма $\varphi(p)$ представляет собой средние издержки на техническое обслуживание одного автомобиля по данному узлу. Из множества матриц выбираем ту, для которой сумма издержек минимальна.

Матрица p имеет один из трех видов $p_1(i)$, $p_k(i)$, $p(i, j)$. Для любого из трех случаев в качестве оптимального допустимого значения полагаем S_i . Матрица p дает нам и стратегию технических воздействий по параметру S .

Поясним эту методику на примере параметра S — угла схождения колес автомобиля ГАЗ-24.

Поскольку параметр S имеет двустороннее ограничение, то «ухудшающиеся» состояния S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 представим в следующем виде: S_1 — интервал $14' - 17'$ (номинальные значения параметра), а S_2, S_3 и S_4 — объединение двух интервалов: $S_2 = 11' - 14'$ и $17' - 20'$, $S_3 = 9' - 11'$ и $20' - 22'$, $S_4 = 0' - 9'$ и $22' - 60'$. Под состоянием отказа S_5 для угла схождения колес будем понимать такое состояние, когда дальнейшая эксплуатация автомобиля становится опасной из-за неустойчивости его управления или форсированного износа шин.

На основе обработки статистических данных получена следующая матрица вероятностей перехода:

$$Q = \begin{pmatrix} 0,2 & 0,4 & 0,25 & 0,1 & 0,05 \\ 0 & 0,2 & 0,4 & 0,3 & 0,1 \\ 0 & 0 & 0,2 & 0,4 & 0,4 \\ 0 & 0 & 0 & 0,1 & 0,9 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Соответствующие издержки по параметру ориентировочно составляют $C_a = 20$ руб., $C_1 = 9$ руб., $C_2 = 3$ руб. (C_2 — стоимость частичного восстановления параметра S до величины S_2).

Окончательные результаты вычислений средних издержек на техническое обслуживание одного автомобиля ГАЗ-24 по параметру «угол схождения колес» в зависимости от набора допустимого значения этого параметра, представлены в таблице, из которой видно, что оптимальным допустимым значением является участок S_3 . Следовательно,

p	π_1	π_2	π_3	π_4	π_5	$\Phi(p)$, руб.
$p_1(2)$	0,2000	0,4000	0,2500	0,1000	0,0500	7,75
$p_1(3)$	0,1333	0,3333	0,3000	0,1667	0,0667	5,53
$p_1(4)$	0,0950	0,2424	0,2727	0,2303	0,1576	5,22
$p_1(5)$	0,0774	0,1930	0,2171	0,2037	0,3038	6,18
$p_2(3)$	0,0000	0,2000	0,4000	0,3000	0,1000	4,10
$p_2(4)$	0,0000	0,1334	0,3333	0,3333	0,2000	5,00
$p_2(5)$	0,0000	0,0973	0,2432	0,2703	0,3892	7,78
$p(3,4)$	0,0762	0,2762	0,3428	0,2238	0,0810	4,66
$p(3,5)$	0,0235	0,2235	0,3824	0,2765	0,0941	3,68
$p(4,5)$	0,0449	0,1841	0,3052	0,2854	0,1804	4,46

нижним допустимым значением параметра «угол схождения колес» для автомобиля ГАЗ-24 нужно считать середину левого интервала ($10'$), а верхним — середину правого интервала ($21'$).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Айдамиров М. И. Метод оптимизации диагностических нормативов сложных механизмов. — Труды МАДИ, 1979, № 171, с. 8—11.
2. Барлоу Р., Прошан Ф. Математическая теория надежности. М.: Советское радио, 1969. 192 с.

УДК 629.113.012.3.001.5:539.4.012.2

Исследование осесимметричного напряженного состояния колес грузовых автомобилей

Член-корр. АН СССР Э. И. ГРИГОЛЮК, д-р физ.-мат. наук А. Н. ФРОЛОВ, канд. техн. наук И. В. БАЛАБИН, канд. физ.-мат. наук В. С. БОНДАРЬ, В. В. ЗОРИН, канд. физ.-мат. наук Л. Г. СУХОМЛИНОВ

Московский автомеханический институт, Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ, ЦКТБ колесного производства

КАК ИЗВЕСТНО [1], для более полного выявления ресурсов по прочности, заложенных в существующих промышленных образцах автомобильных колес, а также анализа их опытных конструкций необходимо использовать такие расчетные методы, которые могли бы без излишней идеализации учесть основные особенности конструкции и работы колес (переменность толщины, наличие в профиле нецилиндрических участков, особенности работы различных элементов и др.), и позволяли бы вносить необходимые конструктивные изменения. Такими возможностями обладают автоматизированные методы расчета колес. Как их применить, покажем на примере расчета ободьев однотипных дисковых колес размера 7.0—20 и 8.5В—20 для случая осесимметричной их нагрузки [2].

На рис. 1, а и рис. 2, а показаны эпюры действующих на элементы ободьев нагрузок, а также схемы разбивки колес на элементарные оболочки I—XII. Эпюры давлений в зоне бортовой закраины получен экспериментально, а в зоне, прилегающей к замочной части, — по результатам измерения давления шины на коническую посадочную полку.

Расчеты выполнены по программе определения осесимметричного напряженного состояния конструктивно анизотропных оболочечных конструкций [1], основанной на методе сведения краевой задачи, описывающей поведение конструкции под нагрузкой, к задачам Коши. Для обеспечения устойчивости процесса численного интегрирования использован метод дискретной ортогонализации С. К. Годунова.

Снижение жесткости диска из-за наличия отверстий учитывали по схеме «размазывания» в рамках модели конструктивно анизотропных оболочек.

Сравнительный анализ, а также варьирование параметрами проводили, чтобы оценить влияние изменения силовых факторов; диска на напряжения в ободе; изменения толщины обода на перераспределение напряжений в нем.

На рис. 1, б, в и рис. 2, б, в приведены графики распределения меридиональных σ_{11} и кольцевых σ_{22} напряжений по внутренней (кривые 1) и внешней (кривые 2) поверхностям ободьев соответствующих колес, а также экспериментальные данные (обозначены точками), подтверждающие достоверность расчетных результатов.

Незначительное (около 1,5 мм) увеличение толщины обода колеса размера 8.5В—20 по сравнению с ободом колеса размера 7.0—20 не может компенсировать существенно возросшее давление на бортовую часть закраины (в случае колеса размера 8.5В—20), а также приводит к сильному ее развороту и, как следствие, к резкому увеличению кольцевых напряжений сжатия в зоне отбортовки и особенно опасных моментных меридиональных напряжений в зоне перехода закраины к посадочной полке. (На наиболее загруженной внешней поверхности интенсивность напряжений возросла более чем в 1,5 раза в колесе размера 8.5В—20 по сравнению с колесом размера 7.0—20).

На цилиндрической части ободьев колес обоих типов, где преобладает безмоментное состояние, напряжения находятся

примерно на одинаковом уровне. Практическая безмоментность напряженного состояния в этой зоне и достаточно низкий уровень напряжений показывают, что имеются значительные резервы для уменьшения толщины без опасности сни-

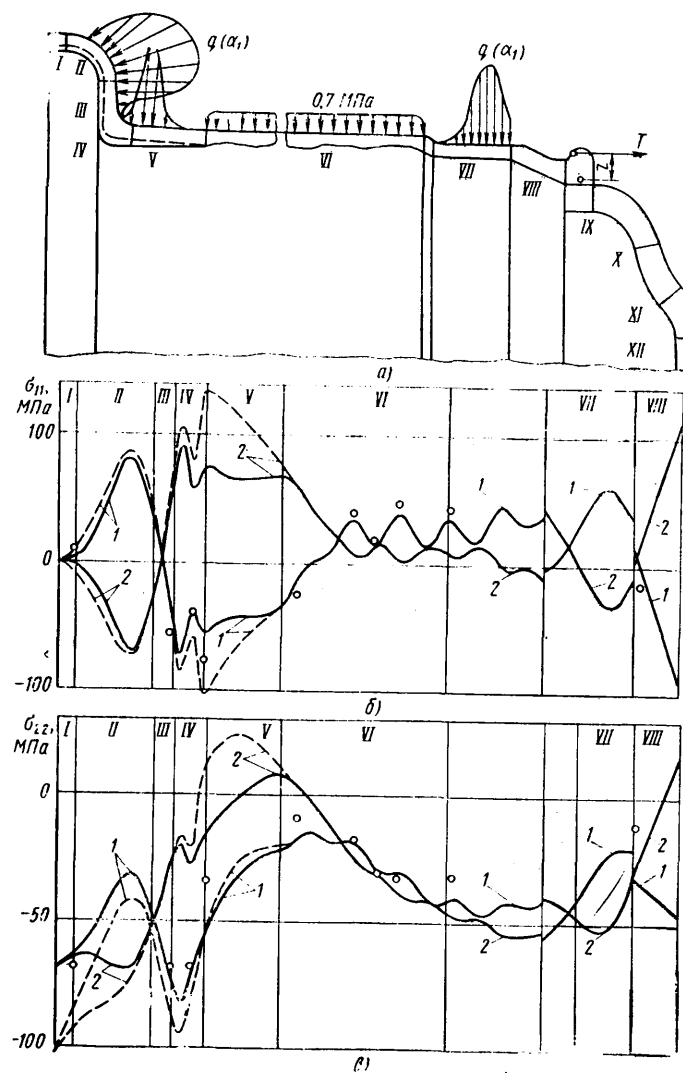


Рис. 1

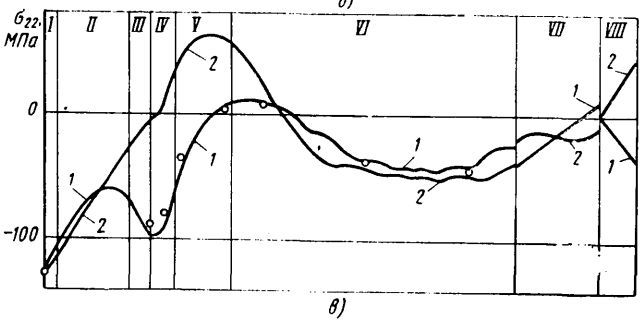
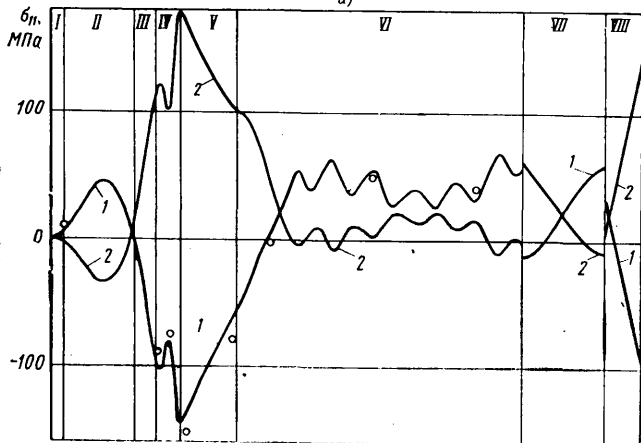
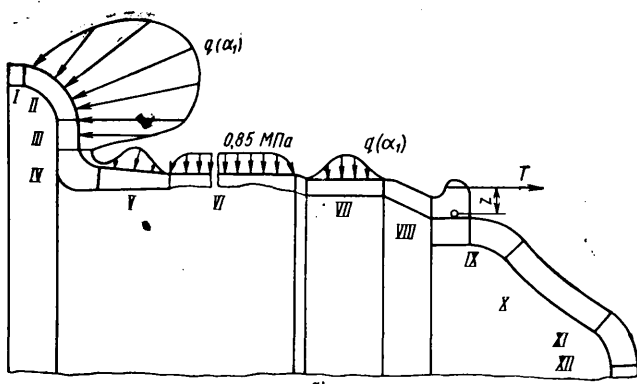


Рис. 2

жения прочности колеса. Волнистый характер протекания напряжений на цилиндрической части ободьев связан с реальной толщиной проката в промышленных образцах колес.

Особый интерес представляет напряженное состояние в зоне обода, прилегающего к замочной части, где, как показывает расчет, уровень напряжений довольно высок. В этой зоне, из-за причин технологического порядка трудно обеспечить стабильный характер нагрузок, передаваемых на обод. Так, нагрузка от шины на цилиндрическую полку передается через разрезное кольцо. Вследствие этого даже для принятой осесимметричной модели нагружения трудно установить закон распределения давления на эту полку обода.

Как показывают расчеты и анализ эпюр давления, представленных на рис. 1, а и рис. 2, а, в замочной части обода колеса размера 8,5В—20 имеется заметное увеличение моментных напряжений лишь на посадочном конусе (в зоне его соединения с диском). Это можно объяснить тем, что для колес данного типа моментная напряженность в замочной части ободьев обуславливается главным образом действием значительных осевых нагрузок при жестких ограничениях, накладываемых диском на перемещения обода.

По уровню напряжений, а также вследствие их моментного характера место стыка обода колеса размера 8,5В—20 с диском не менее опасно, чем зона перехода закраины к посадочной полке. Диск, соединенный с ободом, обладает вполне определенной конечной жесткостью и может не обеспечивать для обода условия жесткого заземления, как это часто предполагается в расчетной практике.

Если бы диск был близок к абсолютно жесткому телу, то изменение вращающегося момента, связанного с эксцентриситетом z приложения осевой силы T (рис. 1, а, 2, а), не приводило бы к столь заметному изменению напряженного состояния обода. Однако, как показывают расчеты, для колеса размера 8,5В—20 уменьшение вращающегося момента в 2 раза по сравнению с максимально возможной его величиной приводит к снижению изгибных напряжений на посадочном конусе почти на 20%.

На рис. 1, б, в штриховой линией показаны также результаты исследования влияния изменения толщины закраины на напряженное состояние колеса размера 7,0—20. На некоторых участках толщина уменьшилась на 2 мм (штриховая линия на рис. 1, а). Это привело к тому, что в зоне отторжки в работе закраины стали сильнее ощущаться изгибные оболочечные эффекты. Однако в условиях работы закраины в целом как кольца в зону посадочной полки продолжал передаваться значительный изгибающий момент, что при уменьшении жесткости посадочной полки вызывало рост максимальных напряжений в обode. С уменьшением толщины уровень напряжений в обode колеса размера 7,0—20 увеличивается почти на 20%, но остается не столь высоким, как уровень напряжений в колесе размера 8,5В—20. Таким образом, у колеса размера 7,0—20 есть резервы для уменьшения толщины в зоне закраины.

Если рассмотреть полученные результаты по изменению толщины обода колеса в зоне закраины применительно к колесу размером 8,5В—20, то можно увидеть, что простое уменьшение толщины в этом случае (из-за высокого уровня напряжений) может оказаться неприемлемым. По-видимому, одновременно с изменением толщины необходимо изменять и геометрию закраины, чтобы заставить ее работать в большей степени на изгиб, чем на жесткий поворот.

Проведенное исследование напряженного состояния ободьев колес размера 7,0—20 и 8,5В—20 позволяет сделать следующие выводы:

напряженность ободьев колес по ширине профиля носит крайне неравномерный характер как по кольцевым, так и по меридиональным напряжениям; максимальное их значение сосредоточено вблизи бортовой закраины и на участке около замочной части, а минимальное — в цилиндрической части, что согласуется с результатами ранее проведенных исследований;

выполнение цилиндрической части обода с периодически изменяющейся толщиной приводит, как этого и следовало ожидать, к переменности эпюры напряжений, однако их максимальные значения остаются намного ниже допустимых значений, что с точки зрения экономии металла обосновывает правомерность этого мероприятия;

уровень напряженности обода колеса размера 8,5В—20 значительно выше, чем обода колеса размера 7,0—20. Это дает основание поставить вопрос о необходимости пересмотра принципов проектирования толщины колес. Учитывая многолетнюю удовлетворительную эксплуатацию колес размера 8,5—20, можно сделать вывод о целесообразности доведения уровня напряженности обода колеса размера 7,0—20 до того, какой имеет колесо размера 8,5—20. Это позволит экономить на каждой единице такого массового изделия, как обод колеса размера 7,0—20, 1,0—1,5 кг проката черных металлов;

слабое влияние толщины диска на напряженность обода вблизи замочной части определяется главным образом осевой силой и обуславливает правомерность упрощения методов расчета максимума напряжений этой области, создаваемого моментом силы T ;

сравнивая напряженность бортовых закраин исследованных ободьев, можно рекомендовать некоторое утонение бортовой закраины обода колеса размера 8,5В—20 на участке перехода вертикальной стенки в горизонтальную, что практически никак не отразится на уровне максимальных напряжений в области перехода закраины в посадочную полку и приведет к вполне допустимому, как видно из графика, местному увеличению напряжений в этой области.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балабин И. В. Исследование и расчет напряженного состояния ободьев колес грузовых автомобилей: Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. М.: МАМИ, 1965. 54 с.
2. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций /А. В. Кармишин, В. А. Лясковец, В. И. Мяченков, А. Н. Фролов. М.: Машинностроение, 1975. 122 с.

Работоспособность трущихся пластмассовых деталей в динамических условиях

Канд. техн. наук Ф. К. ЛЕБЕДЕВ, В. Г. ФЕДОРОВА, Н. А. СУХАРЕВА
Кызылский филиал Красноярского политехнического института

Узлы трения (например, шарнирные соединения и опоры механического привода сцепления и тормозных колодок, опоры вала сошки рулевого механизма и др.) автомобилей и оборудования (например, подшипники привода конвейеров) подвержены колебаниям, возникающим из-за неровности пути, а также в результате ударных и быстроизменяющихся нагрузок.

В таких условиях трущиеся металлические детали обычно быстро изнашиваются. К тому же они передают энергию колебаний другим элементам механизмов, что ухудшает их условия работы. Характер и амплитуда колебаний узлов во многом обусловлены демпфирующими свойствами деталей, от которых существенно зависит скорость их изнашивания. Поэтому применение деталей из полимерных материалов вместо металлических, работающих в динамических условиях, представляет большой интерес. В литературе данный вопрос рассмотрен недостаточно полно [1]. В связи с этим были выполнены сравнительные испытания бронзовых (бронза Бр ОЦС-5-5-5) и стиракриловых (стиракрил ТШ) вкладышей подшипников скольжения, смазываемых смазкой УС. Диаметр и длина вкладышей были выбраны соответственно равными 50 и 16 мм. Толщина стенки составляла 2,5 мм.

Испытания проводились на специальном стенде (рис. 1), который работает по схеме «вал — подшипник скольжения». На валу 1, приводимом в движение ременной передачей, установлен эксцентрик 2 с помощью шпонки 3. Эксцентрик, вращающийся с окружной скоростью 1,57 м/с, работает в паре с испытуемым полимерным вкладышем 4, ус-

тановленным в обойме 5. Узел трения через рычаг 6 связан с подвижной нагрузочной рамкой 7, подвешенной на упругих пластинчатых подвесках 8 и раме 10. На рамке 7 установлен необходимый для испытания груз 9. Амплитуда колебаний рамки изменяется с помощью эксцентрика от 1,25 до 3,4 мм. Колебания испытуемого узла трения и элементов рамы стенда записываются осциллографом.

На рис. 2 показана зависимость размаха S осциллограмм колебаний узла с бронзовыми (кривые 1, 2, 3) и стиракриловыми (кривые 1', 2', 3') вкладышами от инерционной нагрузки P_j при амплитудах колебаний $A_1 = 1,25$, $A_2 = 2,5$ и $A_3 = 3,4$ мм.

Выявлено, что с применением пластмассовых вкладышей величины размаха осциллограмм колебаний испытуемого узла и рамы стенда уменьшились соответственно на 4—34 и 5—20 % по сравнению с колебаниями при бронзовых вкладышах.

Большая относительная величина рассеяния энергии колебаний наблюдалась при малых амплитудах колебаний (1,25 и 2,5 мм) и небольших инерционных нагрузках. При амплитуде колебаний $A_3 = 3,4$ мм во всем диапазоне инерционного нагружения пластмассовыми вкладышами энергия колебаний узла и рамы рассеивалась незначительно. Зависимость относительной величины затухания колебаний от инерционной нагрузки удовлетворительно описывается уравнением вида $a = ke^{-bP_j}$ где $k = 1,63; 1,73; 1,24$, показатель $b = 0,089; 0,042$ и $0,022$.

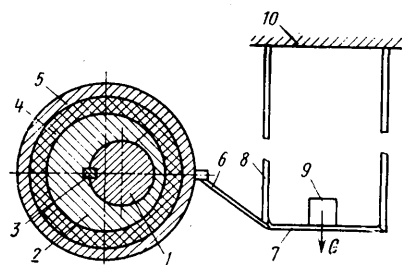


Рис. 1. Принципиальная схема испытательного стенда

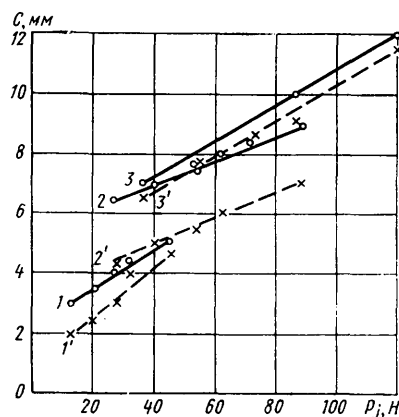


Рис. 2. Кривые зависимости размаха осциллограмм S от величины нагружения P_j и амплитуды колебаний

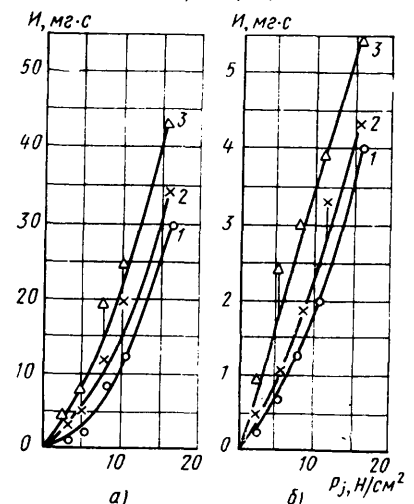


Рис. 3. Кривые износа бронзовых (а) и стиракриловых (б) вкладышей: 1, 2, 3 — соответственно при амплитудах колебаний $A_1 = 1,25$; $A_2 = 2,5$; $A_3 = 3,4$ мм

Потери механической энергии колебаний связаны с внутренним трением полимера при его деформации. Генерируемое в полимере тепло рассеивается, а скорость протекания деформации существенно влияет на затухание колебаний.

Деформацию вкладыша можно представить как деформацию пружины и смещение демпфера, последовательно включенных в модели Максвелла [2].

С возрастанием амплитуды колебаний и напряжения от воздействия инерционной нагрузки увеличивается скорость деформации. Следовательно, ее быстрое протекание ограничивает во времени рассеяние механической энергии через теплоотдачу. Накопление тепла во вкладышах отрицательно влияет на их демпфирующую способность. Поэтому кривые 3 и 3' (см. рис. 2) больше сближены, чем другие кривые, отображающие размахи осциллограмм при малой скорости деформации и малых величинах нагрузки.

Износ И испытанных подшипниковых материалов при динамическом нагружении имеет одинако-

вый характер (рис. 3). С увеличением нагрузки с 2,5 до 14 Н/см² за 1 ч работы подшипников износ нелинейно повышается: у бронзовых с 3 до 30 мг·с и стиракриловых вкладышей с 0,3 до 4 мг·с при малой амплитуде колебаний $A_1=1,25$ мм (кривые 1). Износ возрастает соответственно до 34—43 и 4,3—5,4 мг·с (кривые 2 и 3) при амплитудах колебаний $A_2=2,5$ и $A_3=3,4$ мм и максимальной нагрузке.

Таким образом, износостойкость стиракриловых вкладышей оказалась на 10—15 % выше износостойкости бронзовых. Следовательно, применение деталей из стиракрила способствует повышению работоспособности узлов трения, работающих при динамическом нагружении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ткачев Н. И. Применение полимерных материалов при ремонте оборудования на предприятиях пищевой промышленности. М.: Пищевая промышленность, 1967, 216 с.
2. Гольберг И. И. Механическое поведение полимерных материалов. М.: Химия, 1970. 188 с.

УДК 621.777.4.073.004.6

Пути повышения стойкости пуансонов для холодного выдавливания

Канд. техн. наук В. А. ЕВСТРАТОВ, В. И. ЕРЕМИН

Харьковский велосипедный завод им. Г. И. Петровского

ПРАКТИКА эксплуатации штампов для выдавливания показывает, что в большинстве случаев пуансоны выходят из строя из-за разрушений, происходящих при обратном ходе ползуна и имеющих усталостный характер [1].

В работах по усталости подчеркивается, что при пульсирующем цикле сжатия усталостное разрушение невозможно [2]. Анализ изломов пуансонов свидетельствует о том, что разрушение происходит под действием растягивающих нагрузок при наличии сильного концентратора напряжений [3 и 4]. Исследование деформированного состояния пуансонов (рис. 1) показало, что в области концентратора напряжений локальная деформация ϵ_z достигает 11%. В связи с этим уже после 50 циклов нагружения пуансона на его поверхности образуется специфический рельеф и возникает кольцевая трещина (рис. 2).

Образование трещины можно объяснить следующей схемой (рис. 3). При рабочем ходе под действием усилия сопротивления деформации в пуансоне возникают напряжения сжатия $\sigma_z(r)$, которые из-за концентрации распределяются крайне

неравномерно (рис. 3,а). При выдавливании стальных деталей (или деталей из сплавов цветных металлов с большими степенями деформации) среднее напряжение $\sigma_{ср} = P_n/F$ (удельное усилие деформации) приближается к пределу текучести материала пуансона $\sigma_{0,2}$. Поэтому при неравномерном распределении напряжений $\sigma_z(r)$ в кольцевой области Π происходят пластическая деформация, упрочнение (σ_y) и перераспределение напряжений. После перехода ползуна прессы через крайнее нижнее положение пуансон разгружается, в нем возникают самоуравновешенные напряжения $\sigma'_z(r)$: в области пластической деформации — растягивающие, а в центральной области — сжимающие (рис. 3,б). Эти напряжения распределены так, что $\int_F \sigma'_z(r) dF = 0$.

При извлечении пуансона из выдавленной детали на эпюру $\sigma'_z(r)$ накладываются растягивающие напряжения от силы P_u , поэтому в поверхностном слое растягивающие напряжения

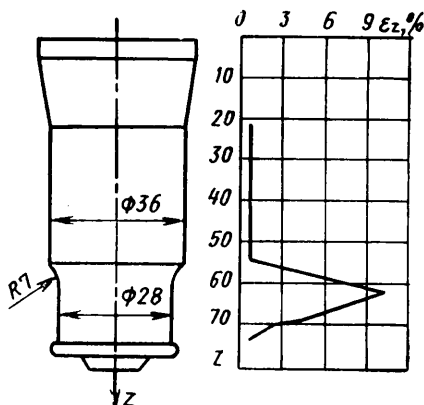


Рис. 1. График распределения остаточной деформации ϵ_z по высоте пуансона из стали X12M после 50 циклов нагружения

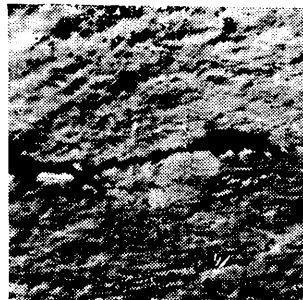


Рис. 2. Трещина на поверхности пуансона в области концентратора напряжений после 50 циклов нагружения (сталь X12M)

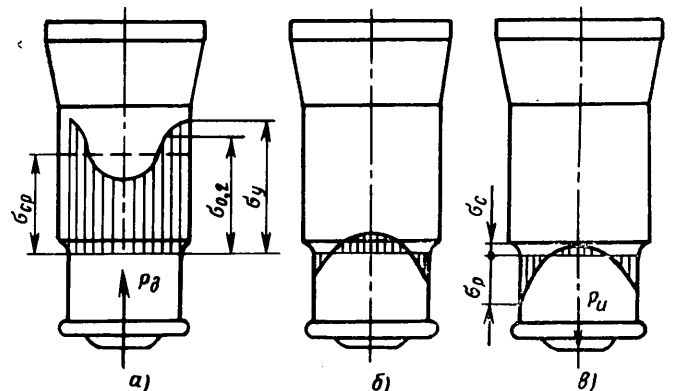


Рис. 3. Схемы распределения напряжений $\sigma_z(r)$ в пуансоне с концентратором напряжений: а — при рабочем ходе; б — после разгрузки; в — в процессе извлечения из выдавленной детали

увеличиваются (рис. 3,в) и, когда σ_p превышает напряжение отрыва $S_{отр}$, в пуансоне образуется кольцевая трещина. Таким образом, после нескольких циклов нагружения и локальной деформации в концентраторе напряжений в пуансоне зарождается трещина, и в дальнейшем он работает с трещиной.

Приведенный анализ позволяет сделать вывод о том, что долговечность пуансона определяется скоростью роста трещины. По методике [5] была определена трещиностойкость стали X12M и построена диаграмма ее усталостного разрушения. Диаграмма аппроксимирована полиномом третьей степени. Коэффициенты полинома определены экспериментально.

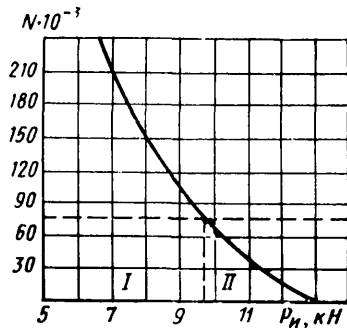


Рис. 4. Зависимость долговечности пуансона N из стали X12M от усилия извлечения $P_{и}$

Если принять пуансон холодного выдавливания за цилиндр с глубокой трещиной, то на основании известных методик [5] можно рассчитать долговечность пуансона в зависимости от усилия извлечения (рис. 4). Интересно отметить, что значения долговечности пуансонов, рассчитанные с помощью диаграммы и полученные при эксплуатации, хорошо совпадают.

Результаты исследований позволяют сделать важный практический вывод: долговечность пуансонов холодного обратного выдавливания при наличии трещины зависит только от усилия извлечения $P_{и}$. При больших усилиях $P_{и}$ пуансон разрушается уже после сотен циклов нагружения, а при малых $P_{и}$ его долговечность N может достигать нескольких миллионов циклов. Однако после 60—80 тыс. циклов пуансон выходит из строя из-за потери размеров калибрующего пояса. Если на рис. 4 нанести прямую, определяющую износостойкость пуансона, то можно установить две области: в области I усилия извлечения малы, стойкость определяется износом калибрующего пояса; в области II усилия извлечения достаточно велики, стойкость определяется циклической прочностью (ограниченной долговечностью).

На основании этих данных можно наметить следующие пути повышения стойкости пуансонов для холодного выдавливания.

1. Повышение циклической прочности пуансонов. Для реализации этого пути необходимо или полностью предотвратить образование начальной трещины, или снизить скорость ее распространения. Чтобы предотвратить образование трещины, необходимо уменьшить коэффициент концентрации напряжений и повысить предел текучести материала. Это можно осуществить благодаря выбору рациональных конструкций пуансонов [6] и применению упрочняющих видов обработки, повышающих предел текучести сталей, из которых изготовлен инструмент.

Снижение скорости распространения трещины возможно либо за счет уменьшения усилия извлечения пуансона из выдавленной детали, либо за счет увеличения трещиностойкости (вязкости разрушения) стали, применяемой для изготовления пуансонов. Первый способ эффективнее. Однако не всегда удается конструктивными или технологическими мерами снизить усилие извлечения до приемлемых значений. Поэтому не менее важно уметь повышать трещиностойкость.

Наиболее распространенным видом обработки, повышающей трещиностойкость, является высокотемпературная термомеханическая обработка (ВТМО) [7]. ВТМО более технологична, чем другие виды обработки. Изучение структуры стали X12M после деформации в интервале температур 1230—1400K и последующей закалки позволило разработать следующий режим упрочняющей высокотемпературной термомеханической обработки:

нагрев заготовки до температуры $1300 \pm 10K$, деформация 20—25%, охлаждение в масле или на воздухе;

высокотемпературный отпуск при температуре $1030 \pm 10K$ в течение 3—4 ч с последующим охлаждением на воздухе;

закалка от температуры $1290 \pm 10K$, охлаждение в масле; твердость HRC 64;

отпуск при температуре $560 \pm 10K$, охлаждение на воздухе.

Сравнение механических свойств стали X12M, упрочненной по разработанному режиму ВТМО и после обычной термической обработки, свидетельствует, что в первом случае все ее показатели значительно выше, чем во втором.

2. Повышение износостойкости пуансонов. Этот путь целесообразен только для тех пуансонов, которые работают при малых усилиях извлечения $P_{и}$ (область I на рис. 4) и выходят из строя не из-за износа. Для повышения износостойкости пуансонов необходимо в первую очередь снизить трение (путем подбора оптимальной смазки), а затем применить различные способы поверхностного упрочнения, например, различные износостойких покрытий.

Внедрение технологии термомеханической обработки стали X12M и пуансонов оптимальной формы позволило Харьковскому велосипедному заводу им. Г. И. Петровского, не прибегая к замене материала, увеличить долговечность пуансонов в 3—6 раз, снизить трудоемкость их изготовления на 20% и получить годовой экономический эффект 45 тыс. руб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Афанасьева Г. И., Евстратов В. А. О причинах выхода из строя пуансонов для холодного выдавливания стальных деталей. — Кузнечно-штамповочное производство, 1974, № 4, с. 7—10.
- Ратнер С. И. Разрушение при повторных нагрузках. М.: Оборонгиз, 1959. 352 с.
- Строение и анализ изломов металлов / Я. Б. Фридман, Т. А. Гордеева, А. М. Зайцев. М.: Машгиз, 1960. 128 с.
- Фридман Я. Б. Механические свойства металлов. Часть I. Деформация и разрушение. М.: Машиностроение, 1974. 472 с.
- Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов / В. В. Панасюк, А. Е. Андрейкив, С. Е. Ковчик. Киев: Наукова думка, 1974. 278 с.
- Влияние конструктивных факторов на напряженное состояние пуансонов для холодного выдавливания / В. С. Сумцов, В. Н. Шаповалов, Т. Л. Евстратова, В. А. Евстратов. — Кузнечно-штамповочное производство, 1974, № 4, с. 10—13.
- Бернштейн М. Л. Термомеханическая обработка металлов и сплавов. Т. 1 и 2. М.: Металлургия, 1968. 1172 с.

УВАЖАЕМЫЕ АВТОРЫ!

Статьи, направляемые в редакцию нашего журнала, по своей композиции и содержанию могут быть различными, однако при их подготовке следует учитывать, что в каждой статье — в той или иной мере — должно быть отражено, какую цель ставит автор (что и для чего исследуется, какие позиции защищаются); каким был порядок исследования (анализа, расчета); каковы результаты выполненной работы; кому, где и как можно использовать полученные результаты, что это даст в практическом плане и области теории.

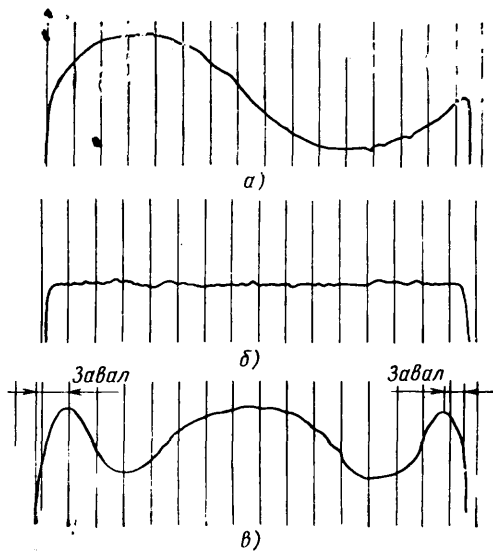


Рис. 2. Характерные профилограммы дорожек качения колец подшипников:
 а — профиль образован двумя соприкасающимися дугами; б — профиль не имеет значительных отклонений; в — W-образный профиль

шлифования идентичные макро- и микрогеометрические параметры. В процессе проведения экспериментов отмечено значительное влияние твердости круга и его связки на изменение погрешности профиля дорожек качения. Измерения погрешности профиля шлифованных колец, а также классификация по формам записей погрешности позволили установить и сравнить процентное содержание колец с различными формами записей в каждой шлифуемой партии, установить максимальную и минимальную величину погрешности. Анализ данных позволяет рекомендовать для шлифования колец С1006096, С1006095Е, С6023 круги ПП 35×5×5 ЭБ12СТ2, так как при шлифовании ими погрешность профиля не превышала 0,8 мкм.

Аналогичные результаты получены при шлифовании колец подшипников С6074 на станке «Вумард» кругами ПП 130×211,5×100 63СМ28С1. Неравномерность износа шлифовального круга при окончательном шлифовании, вызванная значительной нестабильностью положения дорожки качения ряда шлифуемых одно за другим колец, приводит к формированию профиля, образованного двумя сопряженными дугами (рис. 2, а).

Экспериментальная работа [4] по стабилизации положения дорожек качения внутренних колец подшипников С1006096Е, выполненная в производственных условиях ГПЗ-4, позволила получить у 78,9% колец (после окончательного их шлифования) минимальное искажение формы дорожки качения (рис. 2, б) и у 84,96% колец погрешность профиля менее 1 мкм. В серийном производстве, как отмечалось выше, 54,3% этих колец имеют профиль, образованный двумя сопрягающимися дугами, и среднюю величину погрешности, равную 2,4 мкм.

Ручное полирование в производстве приборных подшипников применяется для отделочной обработки дорожек качения мелких колец, суперфиниширование которых затруднено из-за малых размеров зоны обработки. Полирование — высокопроизводительный, но неустойчивый и малоуправляемый процесс. Здесь наружное кольцо закрепляется в цанге, внутреннее — на специальной оправке. Усилия зажима кольца в цанге не оказывают влияния на погрешность профиля его дорожки качения. Это подтверждается идентичностью величины и формы погрешности профиля в местах приложения зажимных усилий и между ними. Однако неточность базирования кольца при полировании в отдельных случаях приводит к ухудшению профиля. Так, специально создаваемый перекосяк наружных колец подшипников 2076083Е в устройстве для крепления и базирования увеличивал осевое биение дорожек качения с 0,005 мкм до 0,04 мм и приводил к возрастанию погрешности на 0,3 мкм. В то же время увеличение осевого биения у внутренних колец до максимально возможной величины 0,01 мм не влекло за собой изменения погрешности профиля.

Форма и размеры рабочей части инструмента для полирования — полировальника — создаются «прижиманием», т. е. путем прижима его к дорожке качения любого кольца из партии, подлежащей обработке. Прижимание осуществляется без учета толщины ленты — основы — и слоя нанесенной на нее

пасты. Полирование с использованием инструмента, спрофилированного по кольцу, диаметр и радиус дорожки качения которого были уменьшены на толщину основы (0,5 мм), вызвало увеличение на 0,2 мкм погрешности профиля дорожки качения шлифованного кольца. При использовании инструмента с нанесенным на него слоем пасты погрешность профиля увеличивалась на 1,3 мкм, при протягивании под ним пастосусущей ленты — на 0,6 мкм.

При полировании дорожек качения внутренних колец выявлена целесообразность увеличения на 0,2—0,3 мм диаметра полирующего жгута и обеспечения его отлогой свивки с целью уменьшения погрешности профиля.

Величина и характер осцилляции полировальника при обработке колец в серийном производстве различны: осцилляция в вертикальной плоскости с углом качания 5—10° (по типу рабочего движения доводника при суперфинишировании), то же движение, но с углом качания 15—30°; осцилляция полировальника в горизонтальной плоскости с углом 10—20° (по типу рабочего движения доводника).

Сравнение перечисленных движений полировальника при обработке колец подшипников 2076083Е в специальном приспособлении выявило рациональность (с точки зрения получения минимальной погрешности профиля) применения движения в горизонтальной плоскости с углом качания 10—20°.

Суперфиниширование дорожек качения колец приорных подшипников выполняется на станках моделей ГЗБН-32А; ГЗБН-29; 135; 185 и 186. Правильность наладки станка контролируют по следу бруска на дорожке качения неподвижного кольца. При таком способе наладки состоянию и расположению абразивного инструмента должного внимания не уделяется, в результате чего ось качания абразивного бруска нередко не совпадает с центром профиля дорожки качения, т. е. возникают радиальные перемещения бруска и зазоры между бруском и профилем дорожки качения при касании их контуров в какой-либо точке. В этом случае дорожка качения оказывается выполненной двумя сопряженными дугами различных радиусов (рис. 2, а) и, как показал статистический контроль, средняя погрешность профиля у подшипников общего назначения не превышает 4 мкм, а у скоростных специальных подшипников 2,5 мкм. Уменьшение до 0,002 мм несоответствия оси качания бруска с центром профиля дорожки качения при рассеянии до 0,005 мм диаметра и положения средней оси дорожки относительно базового торца у заготовок позволит резко уменьшить погрешность профиля. Так, обработанные на станке ГЗБН-32 (скорость вращения кольца 1560 мин⁻¹, скорость бруска 1100 дв. ход/мин, усилие прижима брусков АСМ 10Б150 и АСМЗБ75-11Н) внутренние кольца подшипника 1006096Е имели дорожки качения круглой формы (рис. 2, б) и погрешность профиля 0,6—0,8 мкм.

Выбор величины перебегов бруска для доводочных станков связан с получением требуемой шероховатости дорожек качения, отсутствием «завалов» в месте перехода их на борт

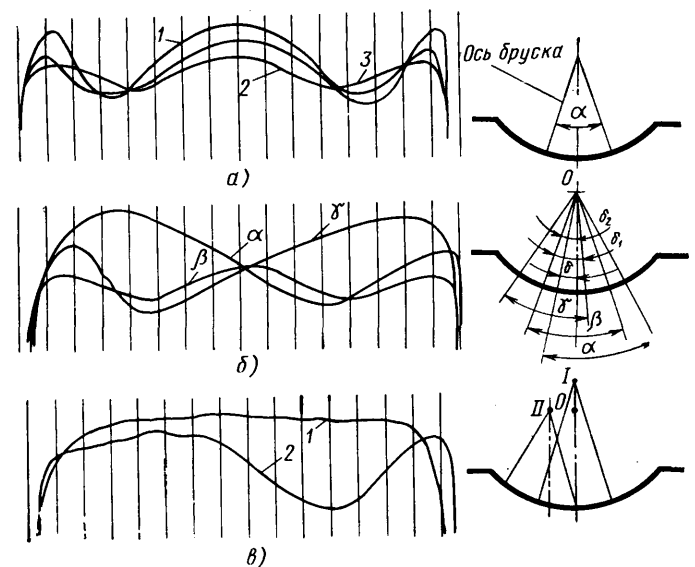


Рис. 3. Изменение погрешности профиля дорожек качения колец подшипников:

а — при изменении угла качания α ($\alpha = 19^\circ$ — кривая 1, $\alpha = 32^\circ$ — кривая 2; $\alpha = 27^\circ$ — кривая 3); б — при несимметричной установке угла качания бруска; в — при радиальном (кривая 1) и осевом (кривая 2) смещении центра O качания бруска в положения I и II

и зависит от угла качания бруска и его симметрии относительно оси дорожки качения. При симметричном угле качания (рис. 3,а) перебеги бруска одинаковы и запись погрешности профиля имеет характерную W-образную форму (см. рис. 2,в). Последнее объясняется различным временем контакта узкого бруска с отдельными участками профиля [5]: в центральной части профиля, с которым брусок контактирует постоянно, величина съема больше, чем в краевых участках: «завалы» в месте перехода дорожки качения на борт образуются за счет особенностей движения бруска, вызванных упругостью системы СПИД. При увеличении размера оруска вдоль дорожки качения увеличивается несоответствие между соответствующими сечениями дорожки качения и формой краев бруска. Это приводит к увеличению погрешности профиля, особенно его краевых участков. Поэтому для большинства типоразмеров колец приборных подшипников увеличивать размер бруска вдоль дорожки качения более 1,0—1,5 мм не рекомендуется.

Возможность увеличения усилия прижима бруска к поверхности дорожки качения с 8 Н (применяется в производстве) до 24 Н проверена при обработке внутренних колец подшипников 1006095Е. Результаты показали, что средние арифметические величины погрешности профиля у колец, суперфинишированных с большим усилием прижима и одинаковым съемом, имеют соответственно меньшее значение: 1,8 и 0,8 мкм. Увеличение усилия прижима более чем до 18 Н нецелесообразно, так как приводит к выкрашиванию рабочей части бруска и частым его поломкам.

Влияние несимметричного расположения угла качания бруска относительно оси симметрии дорожек качения исследовано (рис. 3,б) на трех партиях колец подшипников 1006095, суперфинишированных с одинаковыми технологическими режимами, но с различным расположением угла качания. Наклон бруска к базовому торцу составил: $\delta = 8^\circ$, $\delta_1 = 12^\circ$ и $\delta_2 = 22^\circ$ (при $\alpha = \beta = \gamma = 28 \div 29^\circ$). Возникающие при этом неравномерные перебеги обуславливают получение дорожки качения, образованной двумя сопряженными дугами.

При суперфинишировании с радиальным смещением оси качания бруска от центра кривизны профиля, уменьшающим радиус качения по сравнению с радиусом дорожки качения, съем происходит только в средней ее части, а на краях дорожки остаются невыведенными шлифовальные риски (рис. 3,в). При смещении, увеличивающем радиус качения бруска, наибольший съем происходит по краям профиля.

При осевом смещении центра качания от центра кривизны профиля приработка бруска замедлена и прекращается с увеличением смещения более 0,04 мм. Профилограммы (рис. 3,г) показывают, что более интенсивный съем происходит в той части дорожки качения, которая расположена ближе к оси качания бруска.

В серийном производстве приборных подшипников после полирования или суперфиниширования дорожек качения более 50% колец возвращается на дополнительную обработку (подработку) из-за отдельных более глубоких, чем основной фон, рисок. При подработках полированием изменение величины и формы погрешности профиля не носит закономерного характера. При суперфинишировании средняя погрешность профиля возрастает с каждой последующей обработкой, одновременно изменяется и форма дорожки качения: ее средняя часть, начиная со второй подработки, искажается; съем у кромок перехода дорожки качения к бортику уменьшается. Кроме того, при каждой из подработок возможно несоответствие осей качания, центра радиуса дорожки и центра абразивного бруска или изменение положения дорожек качения в партии подработанных колец [6].

Таким образом, в ходе исследования установлено, что, во-первых, образование профиля дорожки качения, описанного двумя соприкасающимися дугами, может быть следствием неравномерного износа шлифовального круга при врезном шлифовании, смещения центра качания бруска относительно центра кривизны профиля, неправильно выбранного размера бруска вдоль дорожки качения или угла качания бруска, а также несимметричности бруска относительно оси дорожки качения при суперфинишировании.

Во-вторых, характерная для суперфиниширования погрешность профиля дорожки качения (W-эффект) возникает из-за различного времени контакта бруска с отдельными участками профиля, поэтому избежать этого недостатка можно путем подбора рациональных перебегов узких вдоль дорожки качения брусков при симметричном угле качания относительно оси дорожки качения.

Образование краевых завалов в месте перехода дорожки качения на борт при суперфинишировании также связано с нерациональным выбором размера бруска вдоль дорожки качения при симметричном угле его качания.

Наконец, в-третьих, не установлена связь погрешности профиля, образованного двумя соприкасающимися дугами, а также W-эффекта с характеристиками шлифовального круга, скоростью его правки, формой рабочей части алмаза (при шлифовании), съемом материала кольца и усилием прижима бруска к нему (при суперфинишировании), способом крепления кольца, осцилляциями полирующего инструмента, формой и размерами рабочей части инструмента (при ручном полировании).

Результаты исследования позволяют инженерам-технологам более точно анализировать причины появления брака или снижения качества выпускаемых подшипников, принимать меры по устранению этих причин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самохин О. Н. Пути повышения работоспособности малобаритных шарикоподшипников при одноразовой закладке пластичной смазки. — Подшипниковая промышленность, 1977, № 10, с. 1—14.
2. Настройка суперфинишного станка для получения минимального отклонения от круглости профиля желобов колец шарикоподшипников / Ю. Д. Аврутин, И. Д. Гебель, А. А. Розенберг, М. Я. Старкина. — Подшипниковая промышленность, 1978, № 4, с. 26—31.
3. Смагина Т. В., Ахмедов Я. Исследование погрешности профиля дорожек качения колец прецизионных приборных подшипников. — В кн. Материалы семинара «Повышение точности и качества обработки деталей машин и приборов». М.: МДНТП, 1977, с. 15.
4. Исследование профиля дорожки качения колец приборных подшипников при врезном шлифовании / Т. В. Смагина, О. А. Кулешова, А. В. Давыдова и др. — Подшипниковая промышленность, 1976, № 2, с. 11—20.
5. Кожевников А. Е., Морозов Ю. А., Смагина Т. В. Влияние некоторых факторов суперфиниширования на точность профиля дорожек колец подшипников. — Станки и инструмент, 1978, № 3, с. 28—30.
6. Смагина Т. В., Кожевников А. Е., Шевченко И. В. Влияние дополнительной обработки на точность дорожек качения приборных подшипников. — Подшипниковая промышленность, 1977, № 10, с. 14—18.

ОНИ НАГРАЖДЕНЫ МЕДАЛЯМИ ВДНХ

3 А РАЗРАБОТКУ и изготовление автоматизированной линии сборки кранов систем охлаждения и отопления автомобилей КамАЗ серебряной медалью ВДНХ СССР награжден начальник бюро Ю. П. Бушнев, бронзовыми — инженер-конструктор К. В. Попов и макетчик М. Ф. Гроценко.

Автоматизированная линия, предназначенная для сборки кранов четырех наименований, состоит из замкнутой транспортной системы, четырех автоматических сборочных механизмов, электронной системы логического управления и трех позиций ручной сборки. Связь ручных позиций сборки с автоматическими — несинхронная.

Сборка, транспортировка деталей и

узлов в линии осуществляются на спутниках.

С применением автоматизированной линии увеличивается в 3—4 раза производительность труда и повышаются безопасность и культура производства.

Производительность линии при коэффициенте загрузки 0,8—300 узлов/ч. Установленная мощность электродвигателей 0,8 кВт, цикл сборки крана — 19 с, время, затрачиваемое на переналадку линии, — 5 мин. Ее габаритные размеры 6000×2500×2000 мм, масса — 2000 кг. Обслуживают линию три оператора. Годовой экономический эффект от внедрения — 100 тыс. руб.

За участие в разработке облегченной и упрощенной конструкции бортовой платформы для автомобилей КамАЗ-5320 большой грузоподъемности (рис. 1) бронзовыми медалями ВДНХ СССР награждены инженеры конструкторы Р. И. Бичурин и М. Р. Малинин. Благодаря применению унифицированных узлов и деталей масса платформы снижена на 120 кг.

За разработку и изготовление спортивно-кроссового автомобиля «Багги» (рис. 2) серебряной медалью ВДНХ СССР награжден инженер-конструктор КамАЗа О. Х. Каргинов, бронзовыми медалями — художник-конструктор С. В. Екимов, слесарь-сборщик В. В. Завьялов, водитель-испытатель В. М. Шпортько.

Конструкция автомобиля — оригинальная, менее (на ~ 50 кг) металлоемкая, рама — более надежная, чем у других подобных автомобилей. Автомобиль обладает хорошими динамическими качествами и управляемостью, имеет повышенную проходимость.

Микроавтомобиль «Багги» (4×2), предназначенный для спортивных соревнований по пересеченной местности, создан также в клубе юных техников Уральского автозавода. За его разработку бронзовыми медалями ВДНХ СССР награждены руководитель лаборатории И. А. Скаруцкий и инженер А. Б. Егоров. Этот автомобиль отличается от других подобных моделей тем, что оборудован колесным редуктором с бесшумной цепью. Максимальная скорость автомобиля 120 км/ч, мощность двигателя 29,4 кВт, база 1800 мм, колея 1100 мм, масса 450 кг.

Бронзовыми медалями ВДНХ СССР

награждены инженеры-конструкторы Челябинского машиностроительного завода автотракторных прицепов А. В. Мечин и С. С. Нифонтов за участие в разработке и компоновке полуприцепа-тяжеловоза ЧМЗАП-9384, предназначенного для перевозки сельскохозяйственной техники, промышленного оборудования и строительных материалов. Полуприцеп оборудован трапами для загрузки перевозимой техники, имеющими механизм подъема и опускания, а также механизм перемещения по ширине полуприцепа.

За разработку и внедрение в производство метчика для нарезки внутренней резьбы методом пластической деформации бронзовыми медалями ВДНХ СССР награждены специалисты Брянского автозавода Л. П. Шауман и Л. В. Шпичак. В отличие от предыдущих, новый метчик содержит опорный цилиндрический ролик, размещенный в осевом отверстии корпуса и взаимодействующий с деформируемыми роликами, что обеспечивает высокое качество резьбы (за счет укатывания кратеров на профиле резьбы по внутреннему диаметру).

За разработку дорожного велосипеда «Дубиса» (рис. 3) с универсальной рамой бронзовыми медалями ВДНХ СССР награждены начальник бюро Шауляйского велосипедно-моторного завода «Вайрас» А. А. Жигулис и инженер-конструктор М. В. Валантинас. Велосипед предназначен для подростков. Он имеет раму открытого типа, регулируемый по высоте руль, передний тормоз нажимного типа, база велосипеда — 1000 мм, высота рамы — 400 мм, коэффициент легкости хода 0,36, масса 13 кг.

За разработку четырехжужалочковых рычажных самоцентрирующих патронов (рис. 4) с механизированным приводом зажима бронзовой медалью ВДНХ СССР награжден начальник бюро Киргизского производственного объединения автомобильного машиностроения А. Н. Тянь. Патроны четырех типов имеют общую конструкцию и отличаются только габаритами. Предназначены они для токарной обработки деталей некруглой формы (тройников, угольников, крестовин и др.).

Патроны — в зависимости от типа — устанавливают непосредственно на шпинделе станка или на его переходных планшайбах. С их помощью токарную обработку деталей некруглой формы можно выполнять на высокопроизводительном оборудовании (многоспindelных полуавтоматах), а при обработке на универсальных токарных станках использовать механизированные приводы зажима.

Патроны обеспечивают хорошее базирование и зажим заготовок, надежны в работе, удобны в обслуживании и ремонте. Годовой экономический эффект от их внедрения — 21 тыс. руб.

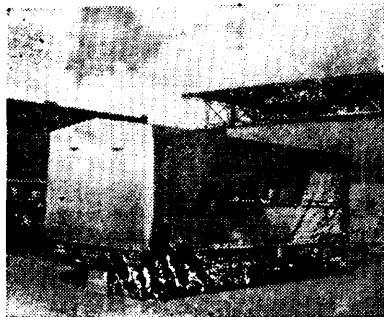


Рис. 1

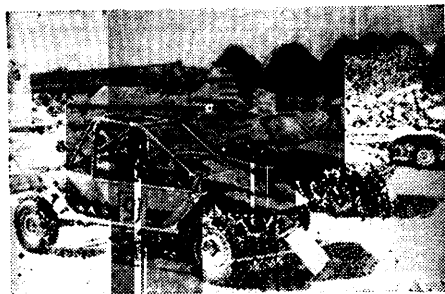


Рис. 2

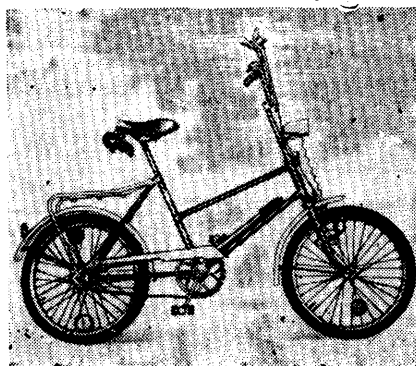


Рис. 3



Рис. 4

ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССИОННЫХ И МАСЛОСЪЕМНЫХ КОЛЕЦ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ, МОТОЦИКЛОВ И МОПЕДОВ

П ОСТАНОВЛЕНИЕМ Госстандарта от 6 февраля 1981 г. утвержден взамен ГОСТ 846—73 новый ГОСТ 846—81. Срок его действия — с 1 января 1982 г. до 1 января 1987 г. ГОСТ пересмотрен с целью повышения технических требований к поршневым кольцам.

В отличие от действующего, в новом стандарте:

установлена твердость поршневых колец: изготовленных из серого низколегированного чугуна — *HRB* 96—112

(*HB* 210—360), изготовленных из высокопрочного чугуна — *HRB* 100—112 (*HB* 236—300);

уточнены нормы шероховатости поверхностей кольца: параметр шероховатости торцевых поверхностей кольца — не более $Ra=0,63$ мкм по ГОСТ 2789—73; допускается наличие отдельных участков (не более 20% общей поверхности) с параметрами шероховатости не более $Ra=0,8$ мкм;

установлен параметр шероховатости наружной цилиндрической или коничес-

кой поверхности колец без износостойкого покрытия — не более $Rz=20$ мкм по ГОСТ 2789—73;

изменен диапазон коробления торцевых поверхностей для колец прямоугольного поперечного сечения диаметром до 100 мм и выше (0,02—0,03 вместо 0,03—0,04 мм).

Внедрение стандарта позволит повысить качество поршневых колец.

ПРЕСС-ЦЕНТР ГОССТАНДАРТА

СТАНКИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 621.7/9

АВТОМАТЫ, ПОЛУАВТОМАТЫ, ЛИНИИ

ся от предыдущих технологических операций.

Техническая характеристика автомата

Производительность, шт./ч	60
Размер обрабатываемого отверстия, мм:	
диаметр	130
длина	285
Частота вращения шпинделей, мин ⁻¹	80—500
Скорость возвратно-поступательного движения шпинделей, м/мин	3—17

Автомобильная промышленность, № 11, 1981 г.

Карусельно-кокильная машина мод. КМ2—3П (рис. 1) предназначена для отливки поршней из сплавов алюминия наружным диаметром 60—110 мм, с терморегулирующей вставкой, выполненной из листовой стали. Все операции по изготовлению поршней, кроме заливки металла, автоматизированы.

Разработчик и изготовитель — Ярославский моторный завод им. 50-летия СССР.

Хонинговальный четырехшпиндельный автомат мод. 9159-001 (рис. 2) предназначен для окончательной обработки отверстий гильз цилиндров двигателя ЯМЗ-236. На нем можно совмещать операции

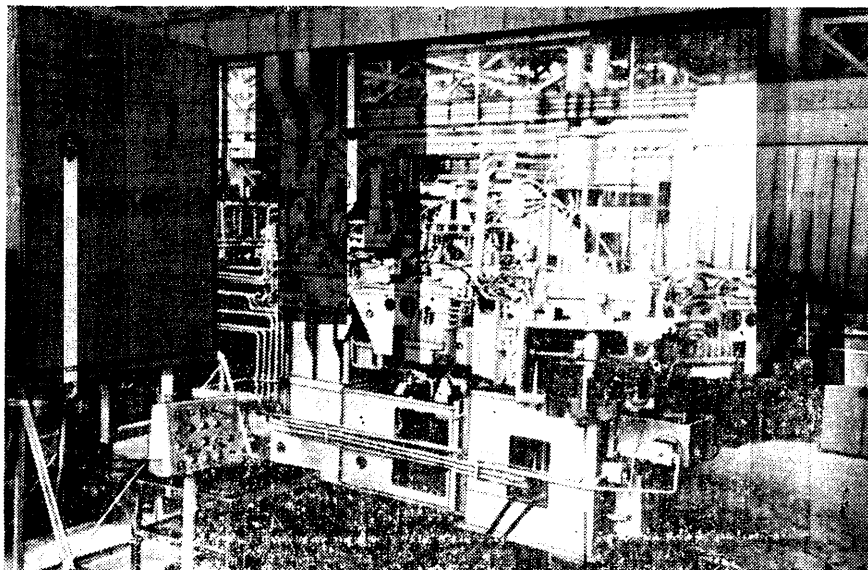


Рис. 1

Машина имеет три позиции: заливка; кристаллизация; разборка кокиля, выемка поршней, установка терморегулирующей вставки и сборка кокиля.

Техническая характеристика машины

Производительность, поршней/ч	240
Число кокилей, шт.	6
Максимальный диаметр вращения, мм	3376
Система привода	Пневмоэлектрогидравлическая
Установленная мощность, кВт	13
Габаритные размеры, мм	6040×5870×3075
Масса, кг	13 000

чернового и чистового хонингования гильз.

Автомат оснащен механизмами автоматической загрузки, приборами активного контроля и устройством для стабилизации температуры охлаждающей жидкости. Может быть встроено в автоматическую линию, с его помощью можно исправить погрешности геометрической формы и уменьшить шероховатость поверхности отверстия гильзы, оставшие-

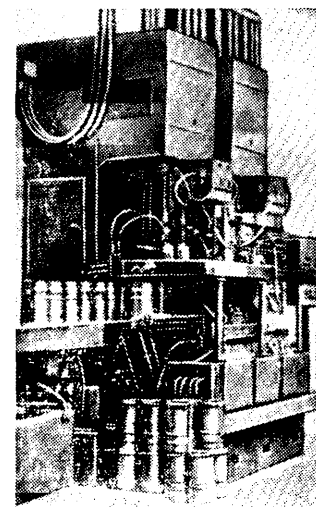


Рис. 2

Производительность насоса охлаждения, л/мин	180
Вместимость баков, л:	
для смазывающе-охлаждающей жидкости	800
для масла	1200
Общая мощность электродвигателей, кВт	60
Габаритные размеры, мм	5850×3850×4020
Масса, кг	12 700

Разработчик и изготовитель — Ярославский моторный завод.

Автоматическая линия мод ЛОТ-70 (рис. 3) предназначена для резки труб на заготовки нужной длины и снятия фасок с наружной и внутренней кромок на обоих торцах заготовок.

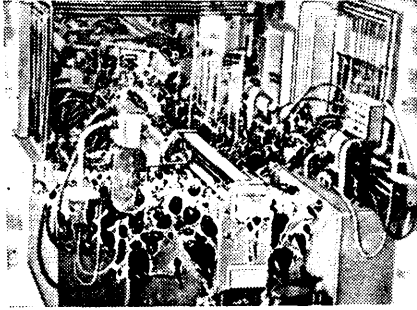


Рис. 3

Техническая характеристика линии

Производительность (при длине детали 170 мм), шт./ч	1430
Размерырезаемых труб, мм:	
диаметр	12—70
длина	2000—7000
толщина стенки	0,7—3
Допускаемая кривизна труб на длине 1 м, мм, не более	1,5
Длина отрезаемых заготовок, мм	150—1000
Точность резки по длине, мм	±0,2
Скорость подачи трубы (регулируется бесступенчато), м/с	До 2
Мощность установленных двигателей, кВт	35
Частота вращения вала отрезного станка, мин ⁻¹	120
Частота вращения шпинделя головки для снятия фасок, мин ⁻¹	520
Скорость подачи пилы, мм/мин	30—2400
Масса загружаемого пакета труб (максимальная), т	До 5
Габаритные размеры линии, мм	13 180×4000×2400
Масса линии, т	15

Разработчик и изготовитель — Ирбитский мотоциклетный завод.

Бесцентровый обкатной станок мод. 0128 (рис. 4) предназначен для чистового обкатывания деталей методами врезания и продольной подачи; оснащен тремя накатными головками и поддерживающим приспособлением; переналаживается на обработку различных деталей за короткое время; работает в полуавтоматическом режиме.

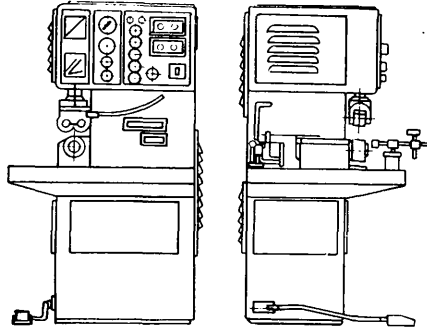


Рис. 4

Техническая характеристика станка

Размеры обрабатываемых деталей, мм:	
диаметр	6—60
длина (без специального приспособления)	До 600
Время обкатывания методом врезания, с	0,5—10
Максимальное усилие обкатывания, кН	40
Потребляемая мощность, кВт	3,5
Габаритные размеры, мм	875×950×1635
Масса, кг	840

Разработчик и изготовитель — Кременчугское объединение по производству большегрузных автомобилей (АвтоКрАЗ).

Двухсторонний торцешлифовальный станок мод. 3А42 (рис. 5) предназначен для шлифования

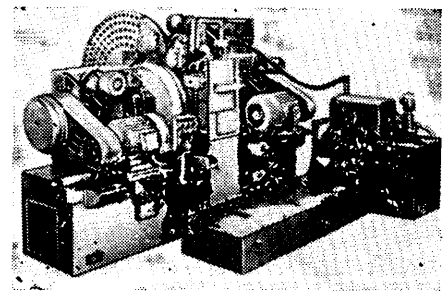


Рис. 5

торцев пружин сжатия, применяемых в автомобилях, прицепах и т. д. Пружины шлифуются с охлаждением, поэтому прижог их концов исключается.

Техническая характеристика станка

Производительность (при пятипроходном шлифовании), шт./ч	2000
Размеры обрабатываемых пружин, мм:	
наружный диаметр	24—50
длина	25—150
диаметр проволоки	2,5—6
Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹ :	
шлифовальной бабки	780
кассеты	0,71
Наибольшее перемещение шлифовального шпинделя, мм	95
Число шлифовальных головок, шт.	2
Скорость быстрого перемещения шлифовального круга, мм/мин	93
Окружная скорость шлифовального круга, м/с	30,6—14,2
Мощность главного привода, кВт	15
Габаритные размеры, мм	3900×2650×1865
Масса (с электрооборудованием), кг	10 000

Разработчик и изготовитель — Мелитопольский завод «Автоцветлит» им. XXVI съезда КПСС.

В. Ф. РЖЕВСКИЙ, А. З. БРОДСКИЙ

НОВОСТИ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 629.114.4:69

ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

ОСНОВНЫМ видом транспорта при перевозке железобетонных конструкций как в СССР, так и за рубежом являются специализированные автомобили и автопоезда. На них перевозится 80% всех железобетонных конструкций (ЖБК).

За рубежом применяются специализированные транспортные средства для перевозки крупногабаритных ЖБК в вертикальном и горизонтальном положениях. Для перевозки ЖБК в вертикальном положении применяются панелевозы, балковозы и блоковозы. Поскольку длина панелей достигает 12 м при толщине до 450 мм, а высота 4 м, то основное количество панелевозов выполняется в виде седельных тягачей и полуприцепов-панелевозов.

По конструктивным признакам безбортовые полуприцепы-панелевозы можно разделить на два типа: рамные (с несущим основанием) и ферменные (с несущим кузовом). Основанием первого типа транспортного средства служит низкорасположенная ровная или чаще изогнутая Г-образная рама, выполненная из двутавровых или швеллерных лонжеронов и опирающаяся передней частью на седельно-цепное устройство тя-

гача, а задней — на одно- двух- или трехосную тележку. Для перевозки панелей на раму полуприцепа устанавливаются и крепятся металлические козлы (иногда съемные) с углом наклона к горизонтали 6—8° (рис. 1,а). Такие панелевозы выпускают фирмы Кесборер (рис. 2), Гольдгофер (ФРГ), Трейлер (Франция), Фрюхоф (США). Крепление панелей при транспортировке осуществляется с помощью цепей или тросов. Панелевозы рамной конструкции значительно тяжелее (на 20—25%) ферменных и их целесообразно применять в условиях разовых эпизодических перевозок. Ферменные несущие конструкции панелевозов имеют две разновидности: с центральным расположением ферм и с двумя боковыми несущими фермами. Технически более совершенной является несущая ферменная конструкция панелевоза с центральным расположением

ферм и с двумя боковыми кассетами (рис. 1,б). Эта конструкция в поперечном сечении имеет форму трапеции

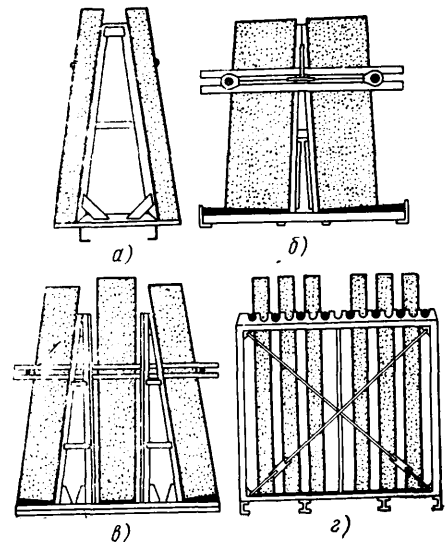


Рис. 1. Схемы загрузки и разновидности кассет панелевозов:

1 — переносные козлы с наклонными боковинами, устанавливаемые на раму; 2 — кассеты с боковой загрузкой и поперечной; 3 — кассета с боковой и центральной загрузкой и поперечной; 4 — кассета с центральной загрузкой и с боковыми несущими фермами

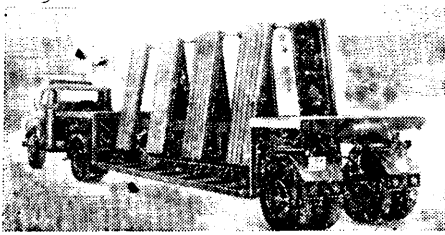


Рис. 2. Автопоезд-панелевоз с полуприцепом грузоподъемностью 120 кН фирмы Кесборгер (ФРГ)

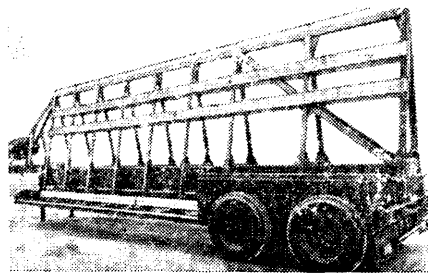


Рис. 4. Полуприцеп-панелевоз грузоподъемностью 170 кН фирмы Ноп (Швеция)

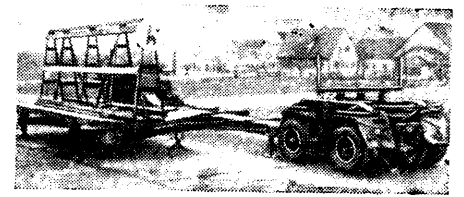


Рис. 5. Съемный поддон-кассета на роликах и полуприцеп SAT 22P фирмы Мафи-Вайн-танн

(или треугольника) с удлиненным в боковые стороны нижним основанием (рис. 3). Удлиненные на 700 мм консольные участки образуют погрузочные площадки для кромок перевозимых панелей. С целью предохранения перевозимых панелей от выкрашивания и других повреждений поверхности кассет, соприкасающиеся с перевозимым грузом, покрываются деревянным или резиновым настилом толщиной 150—200 мм. Ферменный полуприцеп сваривается из 7—10 трапециевидных поясов штампованных профилей, соединенных в одну конструкцию продольными и поперечными связями. На верхнем продольном швеллере приваривается несколько (до 8) проушин из прутка диаметром 20—25 мм, используемых для крепления перевозимых панелей. Площадь над колесами

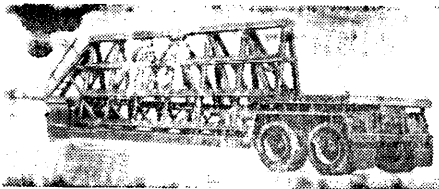


Рис. 3. Полуприцеп-панелевоз фирмы Фрюхоф Франсе (Франция)

в некоторых конструкциях используется для перевозки панелей меньшей высоты. В передней части полуприцепа крепится лебедка с ручным приводом и тросами для удерживания перевозимых панелей при транспортировке. Панели могут крепиться и сверху при помощи специальных цепей, соединяющих монтажные петли панелей и проушины верхнего продольного швеллера. Выпускаются также ферменно-рамные конструкции с треугольным поперечным сечением фермы (рис. 4). Фир-

ма Фрюхоф Франсе выпускает такие ферменно-рамные транспортные средства, у которых основанием полуприцепа является Г-образная низкорасположенная рама. К ней привариваются три погрузочные площадки — кассеты (рис. 1,а): две боковые кассеты имеют длину по 4,5 м, а центральная — 7 м. Такая конструкция допускает более неравномерную боковую загрузку и, кроме того, позволяет перевозить панели стен и перегородки различной длины. Сначала в центральную кассету загружают наружные толстые трехслойные стеновые панели, а в боковые — более тонкие перегородки. По такому принципу выполняются полуприцепы-панелевозы фирмы Бертоя (Италия).

Полуприцепы-панелевозы с центральной загрузкой (рис. 1,б) являются более универсальными транспортными средствами, позволяющими перевозить любое сочетание панелей, и могут использоваться при транспортировке практически любых разновидностей ЖБК: блоков, труб, санитарно-технических кабин и т. п. Такие транспортные средства выпускает фирма Шаурле (ФРГ). Характерной их особенностью является большая погрузочная высота (1500—2500 мм) и значительная собственная масса. Однако эти недостатки компенсируются более широкими эксплуатационными возможностями.

В табл. 1 приведены краткие технические характеристики некоторых разновидностей полуприцепов-панелевозов. Перевозка железобетонных изделий характеризуется значительными простоями под погрузкой и разгрузкой, достигающими 1,2—2 ч за одну езду. Это вызвано необходимостью тщательной установки и крепления груза, а также связано с ожиданием выгрузки на строительной площадке. С

целью сокращения времени простоя панелевозов под разгрузкой, а также более рационального использования строительных кранов за рубежом нашли применение съемные поддоны-кассеты на роликах. Для бесперебойного функционирования этой системы на полуприцепе и на строительной площадке необходимо иметь стационарные специальные поперечные рельсовые направляющие. Полуприцеп с грузом поддоном в процессе выгрузки на строительной площадке располагают так, чтобы поперечные рельсовые направляющие его рамы находились точно против соответствующих направляющих приемного поддона, опирающегося, в свою очередь, на четыре регулируемые по высоте опоры. Между боковыми направляющими полуприцепа и приемного поддона устанавливается рельсовый мостик. С помощью цепного привода кассету с панелями перекатывают с полуприцепа на поддон. Весь процесс перегрузки длится всего 6 мин. Такая система фирм Мафи и Вайнманн (грузоподъемность 219 кН) применяется в ФРГ (рис. 5). Однако, учитывая сложность конструкции, а также ее высокую металлоемкость, широкого применения этой системы в индустриальном строительстве ожидать не следует.

Зарубежные строительные фирмы практически не выпускают железобетонные фермы, поэтому фермовозы там распространения не получили. В то же время в США применяются двух- и трехосные прицепы-ропуски общей грузоподъемностью 30—50 т. Например, балковоз фирмы Брос, предназначенный для перевозки 20-метровых предварительно напряженных балок, состоит из трехосного автомобиля-тягача и трехосного прицепа-ропуски с автономным рулевым управлением. При такой схеме загрузки железобетонная балка воспринимает тяговые усилия, передаваемые от тягача на прицеп-ропуск, и, таким об-

Таблица 1

Параметры	Фрюхоф Франсе (Франция)	Бертоя (Италия)	Поинтз (Англия)	Гольдгофер (ФРГ)	НОП (Швеция)	Ларсен (США)	Мафи (ФРГ)
Тип конструкции	Ферменный	Ферменный	Ферменный	Рамный	Ферменно-рамный	Рамный	Съемный
Грузоподъемность, кН	250	151	160	200	170	150	219
Собственная масса, т	6,5	4,9	3,1	7,0	5,89	5,4	8,0
Коэффициент тары	0,26	0,325	0,218	0,35	0,346	0,36	0,365
Размеры боковых кассет, мм: длина	2×7000	центральной кассеты — 8470 боковых кассет — 2×5720	2×6500	2×8000	2×5500+ 2×2500	2×5000	2×500
ширина	2×700	центральной кассеты — 870 боковых кассет — 2×580	2×800	2×850	2×780	2×580	2×800
Количество осей, шт.	2	2	2	2 (с управляемыми колесами)	2	1	2
Погрузочная высота, мм	750	800	700	720	700 и 1500	750	850

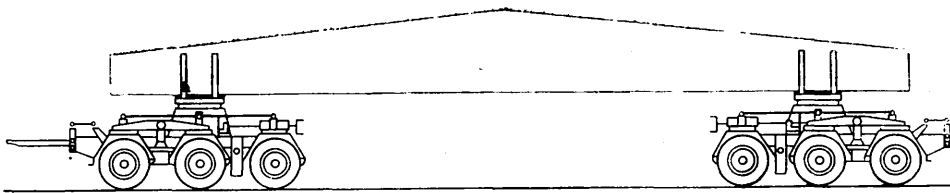


Рис. 6. Балковоз грузоподъемностью 600 кН фирмы Гольдгофер (ФРГ)

разом, отпадает необходимость в стальной раме. На тягаче и прицепе монтируются только соответствующие опоры-коники. В процессе перевозки балка опирается в двух точках. Для уменьшения ее бокового раскачивания иногда сверху на нее устанавливается сварная рама. Аналогичные балковозы выпускают фирмы Дайсон, Таскерс (Англия), Гольдгофер (ФРГ) (рис. 6).

При меньшей длине железобетонных балок, а также при незначительных объемах их перевозок применяются более универсальные балковозы (иногда с раздвижной рамой) — с управляемыми колесами. При снятых кониках-упорах такие транспортные средства могут применяться для перевозки других видов железобетонных изделий.

В табл. 2 приведены краткие технические характеристики зарубежных прицепов-ропусков балковозов.

За рубежом развитие конструкций автомобильных транспортных средств для перевозки плит покрытий, колонн, свай, объемных блоков и плит перекрывает путь создания полуприцепов и прицепов с ровными и изогнутыми низкорасположенными рамами, а также с использованием систем съемных кассет-поддонов. Полуприцепы-платформы для перевозки сборных железобетонных элементов в горизонтальном положении с ровной рамой, как правило, выполняются на базе серийных полуприцепов с незначительными конструктивными изменениями, связанными с увеличением рамы, подвески и установкой коников со стойками. Например, в США для транспортировки плит «двойное Т» используется безбортовой двухосный полуприцеп фирмы Фрюхоф с тягачом «Шевроле» (рис. 7). Полуприцепы выпускаются трех модификаций — грузоподъемностью 190, 204 и 331 кН. Для каждой из них рекомендуется использовать различные типы тягачей А60, А80 и Е80 с двигателями мощностью соответственно 110, 125, 143 кВт.

Для перевозки железобетонных труб используются безбортовые полуприцепы фирмы Трейлмобил, оборудованные специальными ячейками (рис. 8).

Все большее распространение находит перевозка железобетонных элементов на съемных кассетах-поддонах. Так, английская фирма Эйбелсон разработала систему съемных поддонов, используемых при перевозке плит. Поддон представляет собой горизонтальную безбортовую платформу с небольшими буртиками по краям. С боков поддона имеются специальные ниши, в которые при перевозке укладываются четыре стойки квадратного сечения. Автомобиль для работы со съемными поддонами дополнительно оборудуется поднимающимся параллелограммным надрамником с гидравлическим приводом. Под грузе́ный поддон автомобиль подается задним ходом, затем поднимается подрамник вместе с поддоном и разгруженные опорные стойки устанавливаются в ниши, после чего надрамник вместе с поддоном опускается на лонжероны рамы автомобиля, и в таком положении поддон с плитами транспортируется на строительную площадку. Грузоподъемность поддона достигает 100 кН. В ФРГ фирма Сейбл разработала съемные кассеты-поддоны, устанавливаемые на полуприцепах грузоподъемностью 200 и 250 кН. В Швеции также применяются съемные поддоны для перевозки плит. В ГДР при перевозке плит покрытий применяется прицеп-кассета, которая без вспомогательных механизмов легко отсоединяется от колесных тележек и дышла. Грузоподъемность кассеты U-8000 достигает 400 кН. В ряде стран для перевозки плит применяются раздвижные полуприцепы и прицепы-ропуски фирм Фрюхоф Франсе (Франция), Пит (Англия) и др., в которых стойки имеют возможность сдвигаться или раздвигаться в зависимости от ширины перевозимых изделий. Во Франции для перевозки железобетонных конструкций используется двухосный с разрезными осями полуприцеп, имеющий П-образную подъемную раму. Такой подвижной состав функционирует незави-

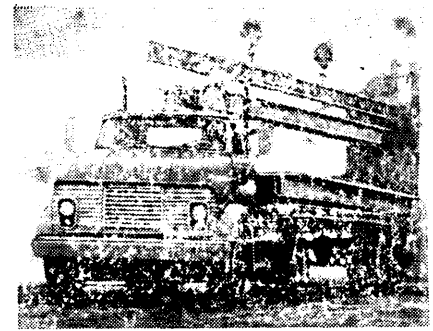


Рис. 7. Автопоезд-плитовоз фирмы Фрюхоф (США)



Рис. 8. Автопоезд для перевозки железобетонных труб с полуприцепом грузоподъемностью 180 кН фирмы Трейлмобил (США)

симо от системы погрузки на заводе и разгрузки на строительной площадке. В процессе погрузки автопоезд задним ходом наезжает на железобетонную конструкцию и при помощи гидравлических цилиндров устанавливает ее в транспортируемое положение. Полезная ширина П-образной рамы — 1350 мм.

В табл. 3 приведены краткие технические характеристики зарубежных плитовозов.

Перевозка объемных элементов за рубежом осуществляется на полуприцепах (рис. 9) и частично прицепах (рис. 10) большой грузоподъемности.

Весьма важным вопросом применения специализированного подвижного состава при перевозке крупногабаритных железобетонных элементов является его маневренность на строительных объектах. Дело в том, что большинство строительных дорог имеют радиусы поворота (по внутренней кромке дороги) всего 10—12 м, поэтому при базе подвижного состава, составляющей более 8—10 м, колеса задних тележек должны быть управ-

Таблица 2

Параметры	Брос Тракинг (США)	Гольдгофер (ФРГ)	Таскерс (Англия)	Ноп (Швеция)	Трейлор (Франция)	Гольдгофер	
						ТА2	ТА4
Грузоподъемность, кН	300	280	150	280	150	165	255
Собственная масса, т	6,5	5,8	4,1	6,0	4,2	7,5	10,5
Коэффициент тары	0,217	0,207	0,273	0,214	0,280	0,454	0,412
Количество осей, шт.	3	3	2	3	2	2	4
Система управления поворота колес	Второй водителю	Самоустанавливающаяся		Самоустанавливающаяся		Следящая система с управлением от дышла	

Таблица 3

Параметры	Фрюхоф (США)	Гольдгофер (ФРГ), Г-образная рама	Понитэ (Англия), съемный кузов	Йорк (Англия)	Шаурле Т3041 (ФРГ), Г-образная рама	Трейлмобил (США)
Собственная масса, т	4,5	7,5	7,5	4,3	11,0	4,3
Коэффициент тары	0,346	0,278	1,07	0,159	0,379	0,307
Размеры платформ, мм:						
длина	8500	7000	5400	12 200	5000	6500
ширина	2440	2750	2480	2500	2500	2440
Количество осей, шт.	2	2	2	2	4	2
			На шасси двухосного автомобиля			

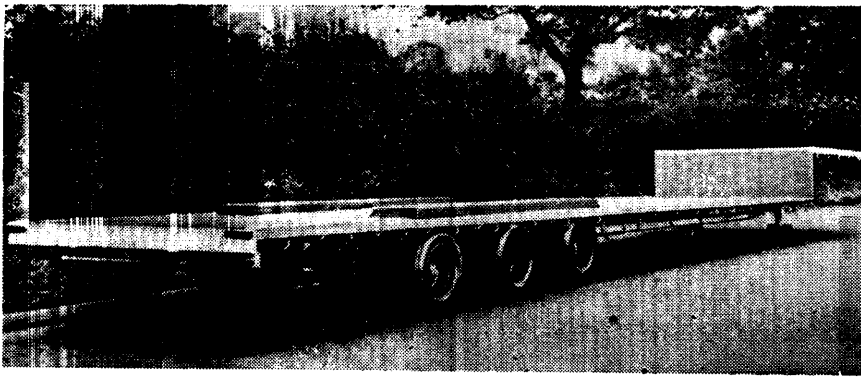


Рис. 9. Полуприцеп для перевозки длиномерных и объемных элементов грузоподъемностью 250 кН фирмы Трейлерс (Англия)

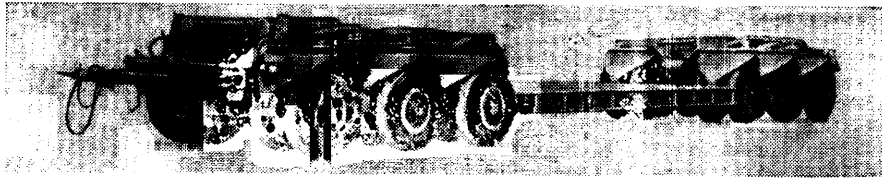


Рис. 10. Прицеп для перевозки объемных железобетонных элементов грузоподъемностью 400 кН фирмы Шаурле (ФРГ)

ляемы. Обеспечивается это с помощью скрепляющихся тросов (фирма Бертолетти, Италия) с механическим или гидравлическим приводом от дышла колеса прицепа (рис. 9) или самоуправляемых колес с приводом от поворотного круга (рис. 6,а), работающих по принципу «следящая система».

В связи с дальнейшим расширением выпуска железобетона, являющегося основой полносборного строительства, перевозки панелей стен и перегородок, балок, санитарных кабин, плит перекрытий и покрытий, лестничных маршей, объемных элементов, крупноразмерных облегченных конструкций и т. п. будут расти. В связи с этим перед автомобилестроителями стоят две основные задачи: во-первых, унификация и стандартизация специализированного подвижного состава с целью сокращения его номенклатуры и, во-вторых, удешевление производства отобранных таким образом унифицированных «эталонных» моделей.

А. А. ЧЕБОТАЕВ

УВАЖАЕМЫЕ АВТОРЫ!

Статьи, направляемые в редакцию нашего журнала, следует оформлять в соответствии с требованиями ГОСТа. Основные из этих требований следующие:

статья печатается на пишущей машинке и только через два интервала;

заглавие статьи пишется строчными буквами, под ним — ученые стегени, инициалы и фамилии всех авторов, далее место (места) работы авторов;

все цитаты приводятся только из первоисточника, с соблюдением правил правописания, пунктуации первоисточника;

никакие выделения текста путем применения заглавных букв, подчеркивания на машинке, гечатания разрядкой не допускаются;

таблица печатается после абзаца, в котором есть упоминание о ней;

головки таблиц должны иметь не более трех горизонтальных линий. Нумерация строк и столбцов в таблицах до-

пускается только в случаях, когда на эти столбцы или строки есть ссылки в тексте статьи;

рисунки выполняются на отдельных листах и в одном экземпляре (фотографии — в двух экземплярах) прикладываются к статье. Текстовые надписи на них нежелательны: их следует заменять цифрами, расшифровывая в подрисунковых подписях, которые также печатаются на отдельном листе;

список литературы печатается за основным текстом статьи. В случае книжных изданий в нем указываются авторы, наименование книги, место издания, наименование издательства, год выпуска, количество страниц в книге. Если ссылка делается на статью в журнале, указываются авторы, наименование статьи, наименование журнала, его номер и год выпуска, страницы, на которых напечатана статья.

К каждой статье прикладывается домашний или служебный адрес автора (авторов) с указанием его фамилии, имени и отчества (не инициалов!).

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор Л. Е. Хохлова

Сдано в набор 04.09.81.
Формат 60×90^{1/8}
Тираж 14109 экз.

Подписано в печать 02.11.81.
Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0.

T-28735
Уч.-изд. л. 7,17
Заказ 438

Адрес редакции: 103012, Москва К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427

Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном Комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, г. Подольск, ул. Кирова, 25

УСЛУГИ СБЕРЕГАТЕЛЬНЫХ КАСС

Миллионы трудящихся пользуются услугами сберегательных касс, которые предоставляют им возможность надежно, выгодно и удобно хранить свои сбережения и совершать расчетно-денежные операции.

Сберегательные кассы:

— принимают наличные деньги во вклады и выдают их по первому требованию вкладчиков. Получить вклад можно не только в сберегательной кассе, где вы состоите вкладчиком, но и в центральной сберегательной кассе данного города или района, а пополнить его в любой сберегательной кассе страны;

— производят зачисления на счета по вкладам сумм из причитающихся трудящимся денежных доходов;

— переводят вклады из одних сберегательных касс в другие;

— выдают и оплачивают аккредитивы;

— продают и покупают облигации Государственного 3%-ного внутреннего выигрышного займа;

— выплачивают выигрыши по облигациям государственных займов и лотерейным билетам;

— выдают расчетные чеки для расчетов населения с магазинами за приобретаемые промышленные товары стоимостью 200 рублей и выше;

— производят по поручениям вкладчиков безналичные расчеты за квартиру, коммунальные услуги и по другим платежам как в разовом порядке, так и в течение продолжительного времени.

Сберегательные кассы к Вашим услугам!

ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР

НОВАЯ ЛИТЕРАТУРА ПО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЮ

Выпуск 1982 года

- Автомобиль ВАЗ-2121:** Многокрасочный альбом/В. А. Вершигора, Л. И. Вихко, Е. М. Золотарев и др. 30 л., ил.
- Автомобильные датчики:** Сб. статей. Пер. с англ. 9 л., ил.
- Автомобильные электронные системы:** Сб. статей. Пер. с англ. 11 л., ил.
- Андерс А. А., Потапов Н. М., Шулешкин А. В. **Проектирование машиностроительных заводов и механосборочных цехов в автотракторной промышленности:** Учеб. пособие для вузов. 20 л., ил.
- Барун В. Н., Пергамент Л. Р., Тихомиров Е. Д. **Автомобили КамАЗ:** Комплект плакатов на 56 листах.
- Бекман В. В. **Гоночные мотоциклы.** 4-е изд., перераб и доп. 19 л., ил.
- Васильченко В. Л. **Гидравлическое оборудование мобильных машин:** Справочник. 28 л., ил.
- Вонг Д. Я. **Теория наземных транспортных средств:** Пер. с англ. 23 л., ил.
- Евграфов А. Н., Московкин В. В., Петрушов В. А. **Мощностной баланс автомобиля.** 12 л., ил.
- Звягин А. А., Кислюк Р. Д., Егоров А. Б. **Автомобили ВАЗ:** Обслуживание и надежность. 2-е изд., стереотип. 18 л., ил.
- Ипатов М. И. **Технико-экономический анализ проектируемых автомобилей.** 17 л., ил.
- Каталог деталей автомобиля «Москвич-1360» моделей 2138, 2136, 2733/Автозавод им. Ленинского комсомола.** 32 л., ил.
- Каталог деталей автомобиля модели ВАЗ-2106/Волжский автозавод им. 50-летия СССР.** 30 л., ил.
- Каталог деталей модернизированной гидромеханической передачи ЛАЗ-НАМИ «Львов» модели 22.17/Всесоюзный конструкторско-экспериментальный институт автобусостроения,** 13 л., ил.
- Кугель Р. В. **Испытания на надежность машин и их элементов.** 12,5 л., ил.
- Лаптев Ю. Н. **Динамика гидромеханических передач.** 7 л., ил.
- Луканин В. Н., Гудцов В. Н., Бочаров Н. Ф. **Снижение шума автомобиля.** 11 л., ил.
- Милютин О. И., Калашников М. Г., Константинов В. Д. **Системы электроснабжения транспортных машин:** Стохастическая теория и расчет. 16 л.
- Невзоров А. М., Пелюшенко О. И. **Схемы электрооборудования и смазки автомобиля «Волга» ГАЗ-24:** Многокрасочный плакат. 1 л., ил.
- Пожарные автомобили:** Учебник для техникумов/М. Д. Безбородько, М. П. Захаров, Б. А. Максимов и др.; Под общ. ред. М. Д. Безбородько. 21 л., ил.
- Предотвращение коррозии автомобилей:** Сб. статей. Пер. с англ. 17 л., ил.
- Сазонова Т. Е. **Эргономика конвейерного труда,** 15 л., ил.
- Силовые передачи транспортных машин:** Динамика и расчет/С. В. Алейсеева, В. Л. Вейц, Ф. Р. Геккер и др. 19 л., ил.
- Токарев А. А. **Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля.** 15 л., ил.
- Фучаджи К. С. **Схемы электрооборудования и смазки автомобиля «Запорожец» модели ЗАЗ-968А:** Многокрасочный плакат. 1 л.
- Своевременно заказывайте и приобретайте новые книги и плакаты издательства «Машиностроение» в магазинах, распространяющих техническую литературу.*