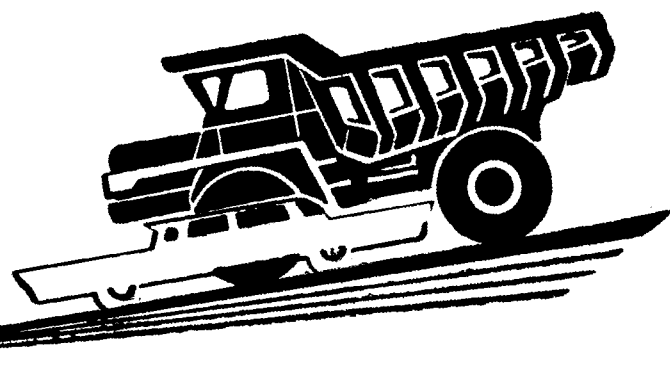


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1970

2



СОДЕРЖАНИЕ

А. А. Андерс — Автомобильная промышленность и развитие смежных отраслей промышленности	1
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
М. А. Григорьев, А. М. Пименов, В. М. Бунаков — О моторной оценке склонности масел к образованию низкотемпературных отложений в автомобильном двигателе	3
Н. Я. Киреев, В. Н. Михайлов — Компоновка испытательной станции двигателей	6
Н. Ф. Бочаров, С. Г. Макаров — Особенности работы блокированной трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4×4	8
А. В. Пиварунас, Г. Ф. Буданов — О процессе смесеобразования в карбюраторе при дросселировании	10
С. И. Купцов, Е. А. Малинин — Исследование воздухообмена в микроавтобусе РАФ-977Д с помощью ацетона	13
Г. А. Крестовников, В. Н. Певунчиков, С. А. Шуклин — Самоходная динамометрическая машина с тяговым усилием до 10 т	14
А. А. Корабельников, Е. Л. Рамин — Электронный тахометр «Этап-2»	16
И. В. Балабин — Исследование и расчет напряженного состояния ободьев колес грузовых автомобилей	17
Р. А. Акопян — Исследование устойчивости движения управляемых колес автобусов с пневматическими подвесками	21
Е. И. Вурдасов, И. Е. Кухтин, В. И. Павленко, М. И. Рецкер — Ускоренные полигонные испытания некоторых узлов грузовых автомобилей	23
В. М. Купцов — Тангенциальная деформация и скольжение пневматической шины	26
П. В. Аксенов, В. С. Никандров, В. Н. Сергеев — Экспериментальное определение некоторых параметров автомобилей на стенде опрокидывания	29
Ф. И. Яшунская, В. Ф. Крицков, С. Н. Рагимов — К вопросу об экономической эффективности шин типа Р	31
В. Я. Афанасьев, А. М. Васьяковский — Импульсный измеритель буксования	33
ТЕХНОЛОГИЯ	
Е. Б. Итин, Я. П. Рыков — Опыт внедрения плано-предупредительного ремонта приспособлений	34
А. В. Щеглов, А. И. Козлов, В. П. Буйняков — Теплообмен при нагреве металла под ковку и штамповку в нагревательных печах с кипящим слоем	36
А. Э. Даммер — Определение усилия при штамповке осесимметричных поковок в закрытых и открытых штампах	38
Ю. Г. Шнейдер, Г. Г. Лебединский, Г. А. Бунга, М. Б. Гутин — Исследование зависимости износостойкости гильз цилиндров от микрорельефа рабочей поверхности	41
ИНФОРМАЦИЯ	
А. С. Макеев — Автомобильные пучки проводов со штекерными соединениями	42
А. В. Зинкин — Модернизация фрикционов на прессах фирмы Пельс	44
В. Я. Колупаев — Новый V-образный топливный насос фирмы Америкен Бош	44
А. Г. Зубакин, Г. В. Латышев, Б. И. Осипов, В. Е. Тольский — Семинар по проблеме уменьшения шума и вибраций автомобилей и тракторов	45
КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ	
В. И. Лалидус — Рецензия на книгу Ю. И. Чередниченко «Испытания автомобильных гидромеханических передач»	46
Рефераты статей	47

Главный редактор **К. П. ИВАНОВ**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Васов, И. А. Бухарин, В. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузич, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, Э. С. Разамат, Д. Л. Стахеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор **Л. П. Гордеева**

Корректор **З. М. Пивоварова**

Сдано в набор 3/XII 1969 г.

Подписано в печать 28/I 1970 г.

Т-01325

Печ. л. 6,0

Бум. л. 3,0

Уч.-изд. л. 9,0

Тираж 12124

Формат 60 × 90/8

Заказ 4545

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1970

Год издания XXXVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113/658.314.72:338.4

Автомобильная промышленность и развитие смежных отраслей промышленности

А. А. АНДЕРС

Министерство автомобильной промышленности

АВТОМОБИЛЬНАЯ промышленность является одной из наиболее интенсивно развивающихся отраслей отечественного машиностроения. Номенклатура выпускаемых типов автотранспортных средств непрерывно расширяется для более полного удовлетворения растущих потребностей всех отраслей народного хозяйства СССР.

Количество грузов, перевозимых автомобильным транспортом, непрерывно растет. Если автомобильный транспорт значительно уступает железнодорожному по грузообороту в ткм, то по весу грузов в т, перевозимых автомобилями, он в несколько раз превосходит железнодорожный и водный транспорт вместе взятые (см. таблицу).

Показатель работы	Годы	Железнодорожный транспорт	Водный транспорт		Автомобильный транспорт
			морской	речной	
Грузооборот в млрд. ткм	1960 (отчет)	1504,4	131,4	99,6	98,5
	1968 (план)	2274,8	586,8	155,4	187,1
Перевозка грузов в млн. т	1960 (отчет)	1884,9	75,9	210,3	8277,0
	1968 (план)	2705,6	146,6	322,5	12800,4

Так, большинство грузов доставляется к железнодорожным станциям и пристаням и оттуда к потребителям автомобильным транспортом.

С увеличением выпуска автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов и увеличивающейся концентрацией автохозяйств все большую роль в междугородных и межрайонных перевозках играет автомобильный транспорт, позволяющий доставлять грузы от склада поставщика непосредственно к складу потребителя без дополнительных разгрузок и погрузок, а также залеживания грузов на пристанционных складах или пристанях.

Непрерывно возрастающие внутрирайонные и городские перевозки целиком осуществляются автомобильным транспортом. Систематически растет удельный вес пассажирских автоперевозок в городском, внутрирайонном и междугородном транспорте.

Автомобиль-самосвал большой грузоподъемности становится основным видом транспорта на горнорудных разработках, ведущихся открытым способом, на больших промышленных строительных площадках, строительстве плотин и электростанций.

Специальные лесовозные автомобили наряду с трелевочными тракторами являются одним из основных видов транспорта на лесозаготовках и перевозке леса.

Неизмеримо высока роль автомобильного транспорта в сельском хозяйстве и особенно в период посевной и уборочной кампаний, когда автомобили и автопоезда непосредственно участвуют в сельскохозяйственном производстве и являются единственной транспортной связью отдаленных районов с железнодорожными и водными магистралями.

В малонаселенных северных районах нашей страны автомобиль является почти единственным средством транспортирования всех видов груза, успешно конкурирующим с воздушным транспортом.

Автомобильная промышленность призвана обеспечивать народное хозяйство СССР всеми видами автомобильных транспортных средств и поддерживать в работоспособном состоянии автомобильный парк, находящийся в эксплуатации, поставляя запасные части.

Развивающаяся специализация внутри автомобильной отрасли позволяет, наряду со строительством больших заводов в крупных экономических районах страны (автозавод на Волге, новый комплекс заводов по производству трехосных грузовых автомобилей в районе Камы) и реконструкцией действующих заводов: Московского автозавода им. Лихачева, Горьковского и Уральского автозаводов, а также осуществлять строительство небольших специализированных заводов в небольших городах (Лихославль, Белебей, Мелекесс, Скопино, Кострома, Кинешма, Вязники, Канаш и др.), не имевших более или менее развитой машиностроительной промышленности.

Развитие промышленности в этих городах и районах способствует развитию в них соответствующих строительных баз, культурно-просветительных и учебных заведений — техникумов и профессионально-технических училищ, что обеспечивает не только участие в производстве, но и повышение культурно-технического уровня населения этих районов.

В результате роста парка автомобильного транспорта общественно и личного пользования необходимо ускоренное развитие дорожного строительства, строительство сети ремонтных предприятий и различного рода станций обслуживания по всей территории Советского Союза, а это вовлекает в сферу производства и обслуживания дополнительные контингенты трудящихся большинства районов нашей страны.

Особо велико значение развития сети усовершенствованных дорог. В настоящее время подавляющее большинство дорог с твердым покрытием на территории СССР допускает нагрузку на ось двухосного автомобиля 6 т и на двоянные оси тележки трехосного автомобиля 11 т. Этим ограничивается полезная грузоподъемность одиночных автомобилей с учетом их собственного веса — двухосных до 4 т и трехосных до 8 т, тогда как экономически целесообразной для магистральных автоперевозок является грузоподъемность автомобилей для двухосных до 8 т и трехосных — до 12—15 т, но это требует повышения несущей способности дорог до 10 т на одиночную ось.

Автомобильная промышленность по своим масштабам производства является крупнейшим устойчивым потребителем большого количества разнообразных материалов, необходимых для организации автомобильного производства на высоком техническом уровне, поэтому она предъявляет высокие требования к продукции металлургической, химической, нефтехимической и резино-технической, целлюлозно-бумажной, текстильной, стекольной, радио- и электронно-технической, станкостроительной и другим отраслям промышленности, что также является мощным фактором, способствующим развитию этих отраслей. Так, в связи с пуском Горьковского автозавода в 1932 г. в различных отраслях промышленности была проведена специализация 34 предприятий в Московской области и 12 в Ленинградской.

Поставщиками автозавода стали Ярославский резино-асбестовый комбинат, Ивановская фабрика «Красный Октябрь», Владимирский завод «Автоприбор», Куйбышевский карбюраторный завод, многие предприятия Украины, Урала и других районов.

В настоящее время число поставщиков Горьковского автозавода превышает 700 предприятий и организаций, расположенных в 93 областях нашей страны.

Наличие длительных устойчивых связей с автозаводами, имеющими высокие технический уровень и культуру производства и предъявляющими высокие требования к качеству поставляемой им продукции, способствуют повышению уровня техники и культуры производства на заводах-поставщиках.

В ряде случаев автомобильная промышленность силами своих ведущих заводов и отраслевых научно-исследовательских организаций самостоятельно или в содружестве с предприятиями и организациями смежных отраслей промышленности разрабатывает новые виды материалов, комплектующих изделий и оборудования, изготавливает их в образцах и опытных партиях, проводит их испытания и передает для последующего серийного или массового производства в соответствующие отрасли промышленности. Разработанные автомобильной промышленностью или по ее техническим требованиям новые материалы и оборудование часто применяются в других отраслях машиностроения, что способствует поднятию их технического уровня.

Так, еще в середине 30-х годов автозаводом им. Лихачева были разработаны чертежи и изготовлены первые образцы бесцентрово-шлифовальных станков, в то время не изготавливавшихся в Советском Союзе, специальных многорезцовых станков для колеччатых и кулачковых валов, зубообрабатывающих станков для изготовления автомобильных зубчатых колес и др., а затем были переданы для воспроизводства их на станкостроительном заводе «Красный пролетарий» в Москве и Егорьевском автомобильном заводе. На Московском автозаводе им. Лихачева в содружестве с Научно-исследовательским институтом т. в. ч. были впервые в Советском Союзе внедрены процессы термообработки т. в. ч., спроектировано и изготовлено первое отечественное оборудование для этого процесса, нашедшего впоследствии широкое применение в других отраслях машиностроения. Разработанные в последние годы НИИТ-Автопром и внедренные на автозаводах процессы и оборудование для горячего накачивания спиральных конических колес заднего моста, для производства поршневых колец из стальной ленты, для комплексного производства литья по выплавляемым моделям и др. нашли широкое применение в других отраслях машиностроения. На Саратовском, Тираспольском, Серпуховском и других заводах станкостроительной промышленности организовано серийное производство указанного оборудования.

Автомобильная промышленность является пока единственным изготовителем крупных листоштамповочных прессов усилием до 400 тс не только для собственных нужд, но и экспортирует их за границу, в том числе в развитые капиталистические страны. Она является пока также единственным изготовителем высокопроизводительных агрегатов для термомеханической обработки, а также других видов современного прогрессивного основного технологического, вспомогательного и транспортно-складского оборудования, не изготавливаемого еще на заводах соответствующих отраслей промышленности.

Автозаводы и отраслевые институты автомобильной промышленности активно участвуют в разработке, испытаниях, организации производства и внедрении различных видов новых материалов. Так, Московским автозаводом им. Лихачева была предложена, разработана и внедрена в производство совместно с металлургической промышленностью новая марка стали 18ХГТ. Вместо применявшихся ранее высоколегированных сталей с добавкой дефицитных компонентов: никеля или ванадия — была создана на Московском автозаводе им. Лихачева и внедрена на Горьковском автозаводе сталь 55ПН. По инициативе и с активным участием автозаводов и институтов разрабатываются, испытываются и внедряются в промышленное производство новые виды пластмасс, лакокрасочных, обивочных материалов, крепежей для литейного производства и др.

Систематическая работа по повышению надежности и долговечности, а также конкурентоспособности выпускаемой продукции на внешних рынках непрерывно вызывают потребность в разработке новых материалов и оборудования, а также в улучшении качества применяемых материалов в автомобильной промышленности.

Борьба за повышение технического уровня технологии автомобильного производства стала важным направлением в соревновании автомобилестроителей за достойную встречу 100-летия со дня рождения В. И. Ленина.

О моторной оценке склонности масел к образованию низкотемпературных отложений в автомобильном двигателе

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, канд. техн. наук А. М. ПИМЕНОВ, Б. М. ВУНАКОВ

НАМИ

ОДНИМ из основных свойств масел автомобильных карбюраторных двигателей является способность противостоять образованию низкотемпературных отложений — шлама, являющегося продуктом коагуляции загрязняющих примесей в масле под действием частиц воды. Вода попадает в масло из камер сгорания в результате конденсации паров воды на цилиндрах и других холодных деталях двигателя, имеющих температуру ниже точки росы.

Шлам представляет собой липкую мазеобразную массу от коричневого до черного цвета. Обнаруживается он главным образом в поддоне, картере, в масляных фильтрах и центрифугах, в клапанных и распределительных коробках, в каналах системы смазки.

В зависимости от условий эксплуатации содержание веществ, входящих в состав шлама, следующее: 50—85% масла, 5—35% воды, 1—7% топлива, 2—15% окислитель, 0,1—1,5% асфальтенов, 2—10% карбенов и карбоидов, 1—7% золы.

Процесс образования шлама интенсифицируется с увеличением скорости окисления углеводородных компонентов масла и количества попадающих в него загрязняющих примесей при сгорании топлива (сажа, асфальто-смолистые продукты, соли свинца и тяжелые фракции топлива, вода и др.). Процесс образования шлама в двигателе также зависит от способности масла противостоять соединению отдельных частичек загрязнений, имеющих размеры около 1 мк, в крупные конгломераты частиц, с выпадением последних в осадок.

Особенно интенсивно процесс образования шлама протекает при работе двигателя в условиях пониженного теплового режима с периодическим кратковременным выходом на повышенный тепловой режим, т. е. в условиях работы автомобиля при пониженной температуре окружающего воздуха с частыми продолжительными остановками и последующими пусками. В этом случае происходит периодический контакт масла и продуктов сгорания топлива с холодными и нагретыми деталями двигателя. При пониженном тепловом режиме двигателя в масле особенно быстро накапливаются продукты неполного сгорания топлива и вода, при повышенном тепловом режиме ускоряют процессы окисления углеводородных компонентов масла с последующей их конденсацией и полимеризацией.

Шлам существенно ухудшает свойства работающего масла и нарушает его нормальную подачу к трущимся деталям двигателя. При забивании фильтра осадками сокращается срок службы фильтрующего элемента, а также возможен перепуск неочищенного масла в главную масляную магистраль двигателя. При очистке масла в двигателе центрифугой необходима более частая ее разборка для удаления отложений из ротора, что увеличивает затраты времени на обслуживание двигателя. При скоплении большого количества отложений в роторе центрифуги очистка масла значительно ухудшается, что может отрицательно сказаться на надежной и долговечной работе двигателя. В результате закупоривания сетки маслоприемника и каналов системы смазки возможно прекращение подачи масла к трущимся деталям двигателя, что может привести к последующему выходу его из строя. Таким образом, шламообразование в автомобильных карбюраторных двигателях является одной из главных причин возникновения в них неисправностей и сокращения их межремонтного пробега.

В связи с этим к маслам автомобильных двигателей предъявляются повышенные требования по их способности противостоять образованию низкотемпературных отложений.

За рубежом различными нефтеперерабатывающими и автомобильными фирмами созданы методы, позволяющие оценивать масла по их способности противостоять образованию низкотемпературных отложений. По этим методам масло оценивается в основном с помощью специальных одноцилиндровых установок.

В Советском Союзе также наметилась тенденция к применению специальных одноцилиндровых установок для моторной оценки масел. Например, в НАТИ создана одноцилиндровая установка (ГОСТ 1163—65) УИМ-6-НАТИ, предназначенная для оценки дизельных масел, а в ИАМИ установка НАМИ-1 — для оценки масел автомобильных карбюраторных двигателей [1].

Однако на этих установках до настоящего времени разработаны только методы оценки склонности масел к образованию высокотемпературных отложений. Надежного метода, позволяющего оценивать масла по их способности противостоять образованию низкотемпературных отложений с применением специальной одноцилиндровой установки, в нашей стране до настоящего времени не существовало.

В связи с этим в НАМИ на одноцилиндровой карбюраторной установке НАМИ-1 были проведены соответствующие исследования по созданию метода оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений.

В ходе этих исследований, чтобы ускорить выделение продуктов загрязнения из масла и собирать отложения в одном узле, была создана специальная приводная центрифуга, простая по устройству и надежная в работе, при этом были учтены конструктивные особенности установки НАМИ-1.

Основными узлами приводной центрифуги являются (рис. 1): корпус, жестко закрепленный на переднем конце коленчатого вала с помощью специального болта, и колпак, который прикреплен к корпусу центрифуги с помощью болта. Внутри центрифуги установлены специальная шайба для придания потоку масла требуемого направления и обойма с лопастями для получения возможно большей ламинарности течения потока масла в роторе центрифуги, устранения

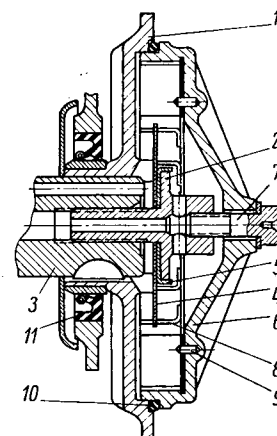


Рис. 1. Приводная центрифуга установки НАМИ-1:

1 — корпус центрифуги; 2 — болт корпуса специальный; 3 — коленчатый вал; 4 — направляющая шайба; 5 — отгибная шайба; 6 — колпак центрифуги; 7 — болт крышки; 8 — обойма с лопастями; 9 — штифт; 10 — уплотнительное кольцо; 11 — сальник

отставания скорости вращения потока масла в полости ротора центрифуги от скорости вращения ротора и исключения вымывания отложений. Обойма в роторе центрифуги фиксируется с помощью двух штифтов. Посадка обоймы на штифты свободная. При разборке центрифуги и удаления отложений обойма может быть легко снята со штифтов и вместе с отложениями удалена из ротора центрифуги.

Схема подвода масла к центрифуге в процессе работы двигателя (рис. 2) следующая. Из масляного поддона 1 через неподвижный маслоприемник 2 с сетчатым фильтром 3 масло поступает к масляному насосу 4. В масляном насосе предусмотрено регулировочное устройство 5, позволяющее поддерживать

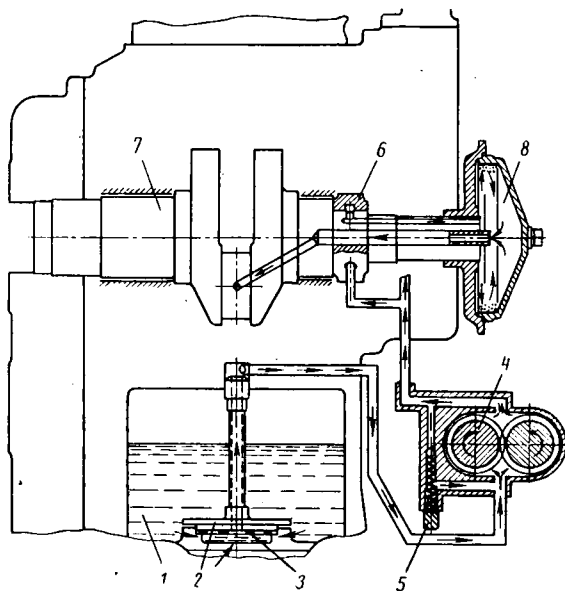


Рис. 2. Схема подвода масла к центрифуге

постоянный расход масла в магистрали. От насоса масло по каналу в блоке и по специальной трубке подается к маслораспределительной втулке 6, находящейся на коленчатом валу 7. От втулки масло по боковому каналу в коленчатом валу подается в центрифугу 8. Из центрифуги очищенное масло поступает по центральному каналу в коленчатом валу к шатунным подшипникам.

При разработке метода оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений на установке НАМИ-1 были проведены испытания ряда товарных и опытных образцов масел (групп Б, В и Г) отечественного и зарубежного производства. В основу испытаний был положен режим испытаний масел на двигателе 600Д по методу фирмы ФИАТ [2]. Этот режим был выбран на основании материалов анализа отечественных и зарубежных методов моторной оценки масел. Основной мотивировкой выбора этого режима испытаний являлось получение таких условий работы двигателя, при которых было бы определенное соотношение длительности его работы на низкотемпературном и высокотемпературном режимах.

При выборе режимов испытаний масел на установке НАМИ-1 учитывались также мощностные и скоростные параметры ее двигателя.

Режимы испытаний масел на установке НАМИ-1 приведены в табл. 1. Испытания масла по режимам, представленным в табл. 1, проводятся последовательно повторяющимися шестичасовыми циклами. Каждый цикл состоит из 3 ч работы двигателя на «холодном» режиме, 2 ч работы двигателя на «горячем» режиме и 1 ч остановки двигателя, во время которой неработающий двигатель охлаждается до температуры воды и масла 20—25°. «Холодный» режим работы двигателя состоит из двух этапов. Длительность этапа а составляет 1 ч, этапа б — 2 ч. Особенностью этапа а является то, что двигатель работает на холостом ходу, при пониженных числах оборотов коленчатого вала (1000 об/мин) и имеет самые низкие температуры масла в поддоне (25±2°) и охлаждающей воды на выходе (20—25°). При испытаниях отличие этих этапов заключается в том, что при этапе б двигатель работает уже при некоторой нагрузке (8,8 л. с.), увеличенных числах оборотов (1750 об/мин) и име-

Таблица 1

Параметры	«Холодный» режим		«Горячий» режим*
	а	б	
Продолжительность в ч	1	2	2
Мощность в л. с.	Холостой	8,8	14,0
Число оборотов в минуту	ход	1750	2800
Расход топлива в кг/ч	1000	2,4	4,2
Коэффициент избытка воздуха	0,93	0,97—1,03	0,97—1,03
Угол опережения зажигания в град	0,7—0,75	32	38
Температура в град:			
воды на выходе	20—25	25±2	90±2
масла в поддоне	20—25	30—35	80±2
воздуха на линии впуска	20—25	25—30	50±2
под клапанной крышкой	20—25	25±2	80±2

Примечания. 1. Общая продолжительность испытаний 120 ч.
2. Остановка двигателя и охлаждение в течение 1 ч до температуры воды и масла 20—25°.

ет несколько повышенную температуру масла в масляном поддоне (30—35°). Основным отличительным признаком работы двигателя на «горячем» режиме являются повышенные значения мощности (14 л. с.), чисел оборотов (2800 об/мин) и температур масла в масляном поддоне (80°), охлаждающей воды на выходе (90°) и воздуха, засасываемого в двигатель (50°).

На установке ИАМИ-1 по режимам, представленным в табл. 1, были испытаны отечественное товарное масло группы Б, зарубежные товарные масла 1-й серии (группы В): Олио ФИАТ VS-10W/30 (всесезонное), Олио ФИАТ VS-30 (летнее), Олио ФИАТ VS-10W (зимнее), а также опытные отечественные масла группы Г: летнее № 1 и зимнее № 2. Основная оценка масел осуществлялась по количеству отложений (веса) в роторе центрифуги и по степени загрязнения поршня отложениями нагара и лака [3]. В качестве контрольных использовались показатели износа гильзы цилиндра, поршневых колец, шатунных вкладышей и толкателей клапанов. Износ гильзы определялся по методу лунок, а поршневых колец, вкладышей и толкателей — по изменению их веса. Для определения динамики изменения отдельных физико-химических свойств масел, а также контроля за режимом испытаний из масляной системы двигателя периодически отбирались пробы масла, а из ротора центрифуги удалялись накопившиеся отложения для физико-химического анализа. Эти анализы осуществлялись в обычных лабораторных условиях по отечественным стандартам.

На основании полученных результатов было установлено, что испытанные образцы масел по количеству отложений в роторе центрифуги дифференцируются достаточно хорошо. Низкотемпературных отложений на других деталях двигателя практически не было. Наблюдается также некоторое различие и в оценочных показателях при определении степени загрязнения поршня отложениями нагара и лака. Результаты оценки масел по этим показателям приведены в табл. 2.

Таблица 2

Масло	Номера опытов	Количество низкотемпературных отложений в роторе центрифуги в г	Степень загрязнения поршня отложениями в баллах
Группы Б	I	231	7,0
Группы Б	III	247	5,5
Группы Б	IV	265	5,2
Олио ФИАТ VS-10W/30 (всесезонное)	II	8,6	1,2
Олио ФИАТ VS-10W/30 (всесезонное)	V	7,7	1,5
Олио ФИАТ VS-30 (летнее)	VI	42	4,7
Олио ФИАТ VS-10W (зимнее)	VII	7,0	1,8
Опытное, летнее № 1	VIII	87	3,9
Опытное, зимнее № 2	IX	9,0	1,9

Как видно из табл. 2, образцы масла группы Б испытывались 3 раза (опыты I, III и IV), VS-10W/30 — 2 раза (опыты II и V), остальные образцы масел испытывались по 1 разу.

Наибольшее количество отложений в роторе центрифуги было получено при испытании масла группы Б. При оценке этого образца масла количество низкотемпературных отложений при

первом опыте составило 231 г, при третьем 247 г, при четвертом 265 г. Несколько повышенное количество отложений в роторе центрифуги при четвертом опыте может быть объяснено тем, что в процессе проведения этого опыта из ротора центрифуги периодически удалялись все отложения для физико-химических анализов. В связи с этим радиус действия центробежных сил в очищенной центрифуге был больше, чем в центрифуге со скопившимися отложениями и очистка масла в опыте IV была эффективнее. Загрязнение поршня отложениями нагара и лака по мере увеличения отложений в роторе центрифуги уменьшается. Так, в опыте I оценка степени загрязнения поршня составила 7 баллов, в опыте III — 5,5 балла, а в опыте IV — 5,2 балла. Уменьшение загрязнения поршня нагаром и лакоотложениями по мере увеличения отложений в центрифуге может быть объяснено более эффективной очисткой масла от продуктов загрязнения, способствующих образованию нагара и лака на поршне.

Результаты трехкратной оценки масла группы Б по количеству отложений в роторе центрифуги и загрязнению поршня нагаром и лаком позволяют также сделать заключение и об удовлетворительной воспроизводимости полученных показателей.

Высокие показатели оценки были получены в результате испытаний масел групп В и Г марок VS-10W/30 (всесезонное), VS-10W (зимнее) и опытного зимнего № 2. Количество низкотемпературных отложений в роторе центрифуги при этих испытаниях было незначительно и колебалось в пределах 7—9 г. Результаты оценки масел в этом пределе могут быть рассмотрены как практически одинаковые. Следует отметить и удовлетворительную воспроизводимость результатов двукратной оценки всесезонного масла VS-10W/30.

По рис. 3, на котором показан ротор центрифуги после испытаний масла группы Б и опытного зимнего № 2 (группа Г), можно наглядно представить склонность этих масел к образованию низкотемпературных отложений. В роторе центрифуги

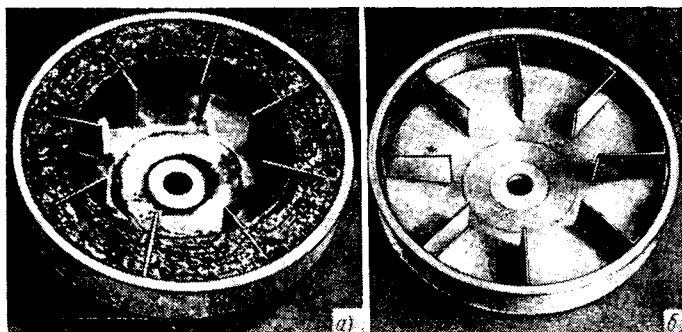


Рис. 3. Общий вид колпака центрифуги после испытания различных масел:

а — товарное группы Б; б — опытное № 2

после испытаний масла группы Б виден слой отложений толщиной 23—25 мм (рис. 3, а); после испытаний образца масла № 2 в роторе центрифуги отложений почти не видно (рис. 3, б).

Летние масла групп Б и Г дают значительно больше низкотемпературных отложений в роторе центрифуги, чем зимние и всесезонные масла аналогичных групп. После испытаний масла VS-30 количество отложений в роторе центрифуги составило 42 г, а после испытаний масла опытного № 1 — 87 г; для зимних и всесезонных масел 7—9 г.

При оценке степени загрязнения поршня отложениями нагара и лака (табл. 2) наблюдается вполне определенная тенденция к снижению загрязнения поршня при работе двигателя на маслах, способных лучше противостоять образованию низкотемпературных отложений в двигателе. Это может быть объяснено тем, что присадки масла, замедляющие процесс образования в двигателе низкотемпературных отложений, способствуют также и снижению процесса загрязнения нагаром и лаком деталей двигателя, имеющих повышенную температуру.

На необходимость обязательной оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений указывают и данные, приведенные в табл. 3. Эти данные были получены при оценке масел на установке НАМИ-1 при ее работе на высокотемпературном режиме.

Таблица 3

Наименование масла	Степень загрязнения поршня отложениями в баллах	Количество отложений в роторе центрифуги в г
Олио ФИАТ VS-30	2,3	5
Опытное № 1	2,7	4
Группы Б	20	18

Как следует из табл. 3, масло Олио ФИАТ VS-30 и масло опытное № 1 при работе на высокотемпературном режиме имеют высокие, практически одинаковые показатели; при оценке склонности этих масел к образованию низкотемпературных отложений, полученные показатели отличаются друг от друга (табл. 2). Масло группы Б значительно отличается от этих образцов при оценке его как на низко-, так и на высокотемпературном режимах. Однако при испытании масла группы Б на высокотемпературном режиме в роторе центрифуги получено сравнительно незначительное количество отложений по сравнению с результатами испытания его на низкотемпературном режиме (табл. 2).

Для сопоставления результатов испытаний масел на установке НАМИ-1 с результатами испытаний масел в реальных условиях эксплуатации, в табл. 4 приведены данные состава отложений, накопленных в роторе центрифуги при испытании масел на установке НАМИ-1, и данные состава отложений, образовавшихся в карбюраторных двигателях при работе на низкотемпературном режиме в эксплуатационных условиях [4].

Таблица 4

Параметры	Моторно-стендовые испытания масел на установке НАМИ-1						Эксплуатационные испытания
	Группы Б	Олио ФИАТ VS-30	Олио ФИАТ VS-10W	Олио ФИАТ VS-10W/30	Опытное № 1	Опытное № 2	
Масло и смолы	70,1	61,4	18,0	49,2	48,4	31,8	50—85
Вода	9,8	29	2,2	2,6	11,2	1,5	5—35
Топливо	2,8	0,3	13,2	13,7	7,3	12,5	1—7
Оксикислоты	1,6	1,3	3,7	2,5	4,4	4,8	2—15
Асфальтены	0,3	0,1	1,4	0,9	0,6	0,6	0,1—1,5
Карбены и карбониды	3,4	1,6	9,5	6,1	6,5	5,8	2—10
Зольность	12	6,3	52	25	21,4	43,0	3,5—20*

* Значение зольности приведено на основании анализа отложений, собранных из центрифуг двигателей ЗИЛ-130 после их работы на низкотемпературных режимах в зимних условиях эксплуатации в период 1968—1969 гг.

Из табл. 4 видно, что как по содержанию топлива и воды, так и по содержанию компонентов механических примесей состав отложений после испытаний масел на установке НАМИ-1 идентичен с составом отложений, образовавшихся в двигателях при эксплуатации. Это свидетельствует о том, что процесс изменения физико-химических свойств масел, испытанных на установке НАМИ-1, протекает в том же направлении, что и в реальных условиях эксплуатации.

В процессе исследований по оценке масел были также найдены зависимости изменения количества низкотемпературных отложений в центрифуге $G_{отл}$ и степени содержания активной присадки в масле Q_a по отношению к общему количеству введенной присадки $Q_{общ}$, от длительности испытаний t указанных образцов масел. Эти зависимости приведены на рис. 4. Из графика следует, что процесс накопления отложений при испытании товарных масел группы Б, VS-30, а также опытного образца № 1 протекает по возрастающим кривым параболического вида, а при испытании масел VS-10W, VS-10W/30 и опытного образца № 2 этот процесс протекает практически по возрастающим линейным зависимостям. Для масел, обладающих недостаточной способностью противостоять образованию низкотемпературных отложений, процесс увеличения количества отложений в центрифуге выражен резко. Можно предположить, что процесс накопления отложений в центрифуге для масел,

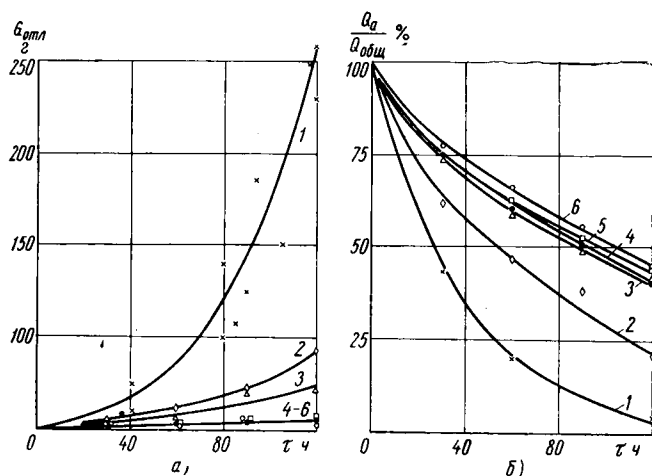


Рис. 4. Зависимость изменения количества низкотемпературных отложений в центрифуге (а) и относительного содержания в масле активной присадки (б) от времени испытания различных образцов масел:

1 — группы Б; 2 — опытное № 1; 3 — VS-30; 4 — VS-10W/30; 5 — VS-10W; 6 — опытное № 2

обладающих высокими свойствами, протекает по линейной зависимости лишь в интервале длительности испытаний 0—120 ч. При увеличении длительности испытаний этот процесс будет

протекать также по возрастающей кривой параболического вида.

В целом увеличение скорости накопления отложений в центрифуге, по-видимому, является результатом ухудшения диспергирующих свойств масла в связи со срабатываемостью содержащейся в нем активной присадки (рис. 4, б).

Таким образом, на одноцилиндровой карбюраторной установке НАМИ-1 выбран режим и способ оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений.

На выбранном режиме испытаны масла различных групп. Получена достаточно четкая дифференциация испытанных масел по их склонности к образованию низкотемпературных отложений. Выявлена хорошая воспроизводимость оценочных показателей при испытании одного и того же образца масла.

Установка НАМИ-1, оборудованная приводной центрифугой, может быть использована для оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений, предназначенных для использования в двигателях различной степени форсирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев М. А., Пименов А. М. «Автомобильная промышленность», 1965, № 5.
2. Лосиков Б. В., Виппер А. Б., Вилекин А. В. Зарубежные методы испытаний моторных масел на двигателях. Изд-во «Химия», 1966.
3. Григорьев М. А., Пименов А. М., Зеленская Р. Г. Труды НАМИ. Вып. 91, 1967.
4. Моторные и реактивные масла и жидкости. Под редакцией К. К. Папок, Е. Г. Семенидо. Изд-во «Химия», 1964.

УДК 621.43.001:629.113.002.5

Компоновка испытательной станции двигателей

Н. Я. КИРЕЕВ, Б. Н. МИХАЙЛОВ

Московский автозавод им. Лихачева

Для качественной проверки двигателей при стендовой обкатке необходимо выполнить комплекс мер, способствующих успешному осуществлению этой ответственной операции: обеспечить двигатели смазкой, топливом, водой, предусмотреть отвод выпускных газов и др.

С учетом поставленных задач разработан проект двухэтажной испытательной станции двигателей Московского автозавода им. Лихачева (рис. 1).

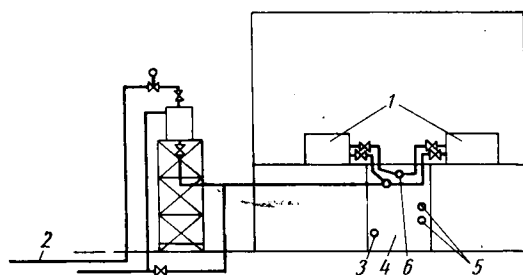


Рис. 1. Компоновка испытательной станции и схема подачи бензина и городского газа к стендам испытания двигателей:

1 — стенды для испытания двигателей; 2 — бензопровод от насосной станции; 3 — трубопровод тушения паром; 4 — технический коридор; 5 — напорные и сливные маслопроводы; 6 — трубопровод городского газа

На первом этаже расположены коммуникации трубопроводов разных назначений, на втором — два ряда стендов для испытания двигателей, что позволило создать в первом этаже по всей длине станции три самостоятельных отсека.

В среднем отсеке (в техническом коридоре) размещены все трубопроводы для взрывоопасных легковоспламеняющихся и горючих веществ (природный газ, бензин и масла).

В крайних коридорах расположены трубопроводы для воды, отработавших газов, а также вентиляционные короба.

В среднем отсеке предусмотрено противопожарное устройство для тушения огня паром, а также установлена сигнализация для обнаруживания утечек бензина и природного газа с помощью прибора СГГ-В2Б.

Маслоснабжение. Двигатели обеспечиваются смазкой различными способами. Наиболее рациональна централизованная подача смазочного масла к обкатываемым двигателям с непрерывной очисткой его от шлама и влаги путем активной очистки (сепарации). Этот способ очистки и принят на описываемой испытательной станции.

Чистое масло насосом подается к двигателям, установленным на испытательных стендах. Пройдя систему смазки двигателя, масло сливается по маслопроводам и поступает для очистки на специальную установку — маслостанцию. При такой системе подачи масла чистота трущихся поверхностей двигателя и масляных каналов значительно повышается.

Двигатели ЗИЛ-130 и ЗИЛ-375 обкатываются на масле АС8.

Здание маслостанции одноэтажное с подвалом. В подвальной части размещены баки для чистого и загрязненного масла, а также насосы, подающие масло к сепараторам и к испытательным стендам. На первом этаже установлены центробежные сепараторы, теплообменники подогрева или охлаждения масла, центрифуги, самоочищающийся фильтр, электрические щиты и щиты контрольно-измерительных приборов. Масло подогревается или охлаждается в теплообменниках соответственно паром или водой. Центробежные сепараторы из-за небольшого помещения расположены в один ряд.

Учитывая сравнительно большую производительность (~40 м³/ч) маслостанции для циркуляционной подачи масла к испытательным стендам двигателей, по рекомендации научно-исследовательского института химического машиностроения проектировщиками завода были приняты центробежные сепараторы модели О/РТ-ЗМ6-ЛЭ, предназначенные для очистки ловушечной эмульсии нефтеперегонных заводов.

Однако в процессе наладки в конструкцию сепаратора и в технологическую схему установки его пришлось внести ряд существенных изменений и добавлений. Для подачи масла из бака отработавшего масла в сепараторы установлены шестеренчатые насосы модели РЗ-30.

Расход масла на испытательной станции двигателей в течение рабочей смены резко меняется, поэтому в системе подачи масла применяется центробежный насос модели К. Его характеристика по напору при переменных подачах удовлетворяет поставленным требованиям поддержания заданного давления 34—31 м вод. ст. без применения сложной автоматики.

Конструкция бака для отработавшего масла, а также выбор его емкости имеют существенное значение.

Поэтому рекомендуется емкость бака для загрязненного масла рассчитывать по формуле

$$V = [an K_1 K_2 (1 + \delta_2)],$$

где a — циркуляционный расход масла на один испытываемый двигатель (задается совместно с конструкцией двигателя);

n — количество испытательных стендов;

K_1 — коэффициент, учитывающий время обкатки двигателя и вспомогательное время, изменяющийся от 0,6 до 0,9;

δ_2 — постоянный перепуск в конечной точке системы из напорного маслопровода в сливной (составляет 10—15% от общего циркуляционного расхода масла в зависимости от протяженности маслопроводов);

K_2 — отношение размера бака к циркуляционному расходу масла в системе.

Принимать $K_2 > 0,15$ не следует, так как это приведет к отстою грязи на дне бака и дополнительной их чистке. Целесообразно бак для загрязненного масла разделить перегородкой на два отсека. В перегородке должно быть предусмотрено донное отверстие, благодаря которому обе половинки бака смогут работать как сообщающиеся сосуды.

Из первого отсека бака, куда сливается загрязненное масло, последнее подается на очистку. Из-за перегородки образующаяся при сливе масляная пена не попадает во второй отсек.

Из второго отсека через верхнюю уравнительную трубу при количественном несоответствии подачи от стендов и поступлении очищенного масла из сепараторов масло может перетекать из бака в бак, чем поддерживается в равновесии система подачи и очистки.

Выбор размеров бака для очищенного масла зависит от емкости трубопроводов, потерь масла в системе и желаемых сроков наполнения системы свежим маслом.

Подогреватели масла выбраны из расчета поддержания требуемой температуры масла как поступающего на очистку к сепараторам, так и подаваемого к испытательным стендам двигателей.

Для переработки грязного масла, поступающего из шлакоотборника, установлен самоочищающийся фильтр ФДЖ-100, а также центрифуга СГС-150.

Масло из чистого бака 1 (рис. 2) насосом 2 типа ЗК6 и через подогреватель 3 или охладитель 4 в зависимости от температуры масла по напорному трубопроводу 5 подается к стендам испытательной станции.

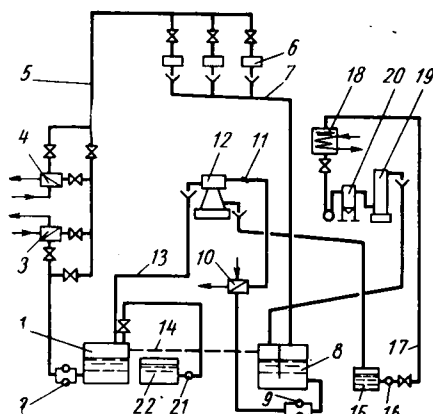


Рис. 2. Схема циркуляционной подачи масла при обкатывании двигателей

Пройдя систему смазки двигателя, масло через сливное отверстие в картере двигателя попадает в сливной трубопровод 7, откуда поступает в первый отсек бака 8 загрязненного масла.

Из первого отсека бака 8 насосом 9 масло подается через подогреватель 10 по трубопроводу 11 в центробежный сепаратор 12.

Очищенное от влаги и шлама масло из центробежного сепаратора 12 по трубопроводу 13 сливается в бак очищенного масла.

Бак 1 очищенного масла соединен с баком 8 загрязненного масла уравнительным трубопроводом 14, чем достигается выравнивание системы подачи очищенного масла к испытательным стендам двигателей с системой подачи загрязненного масла на очистку в центробежные сепараторы.

Отсепарированная вода и шлам с буферной жидкостью (маслом) периодически выводится из приемника шлама и собирается в баке жидкости 15 (состав жидкости: 0,1—10% воды; 0,5—0,1% шлама).

Из бака 15 жидкость автоматически подается насосом 16 по трубопроводу 17 в бак 18. После заполнения бака 18 жидкость подогревается до 85—90° и насосом направляется на центрифугу 19 через щелевой самоочищающийся масляный фильтр 20.

В фильтре часть механических примесей задерживается и периодически выводится. Из сепаратора очищенная жидкость стекает в бак 8 загрязненного масла. Отсепарированная вода стекает в водосток.

Твердый осадок периодически счищается с ротора сепаратора и отвозится в отвал.

Все потери масла (угар при смазке двигателей, залив в картеры двигателей после обкатки и другие потери) восполняются подачей масла насосом 21 из чистого бака 22, куда оно заливается из автоцистерны заводского склада.

Для осуществления разгрузки сепаратор снабжен системой автоматики командного аппарата типа КЭП.

Автоматическая система дублируется ручным управлением.

При наладке процесса очистки масла с использованием центробежных сепараторов внесены следующие изменения:

1. Для устранения попадания воды в очищаемое масло последняя как буферная и промывочная жидкость при очистках и промывках шламовой полости сепаратора заменяется маслом.

2. По заводской характеристике производительность сепаратора модели О/РТ-ЗМ6-ЛЭ составляет 10 м³/ч. Испытанием установлено, что при очистке на этом сепараторе масла типа АС8 по ГОСТу 10541—63 следует считать оптимальной производительность сепаратора 5—6 м³/ч.

3. В схему очистки добавлены самоочищающийся фильтр и центрифуга.

В результате этих мероприятий потери масла на испытательной станции автомобильных двигателей сведены до минимума.

Охлаждение двигателей. В процессе обкатки двигатели охлаждаются водой, которая подается следующим способом (рис. 3). Насосные установки охлаждающей воды расположены на первом этаже испытательной станции, где установлен

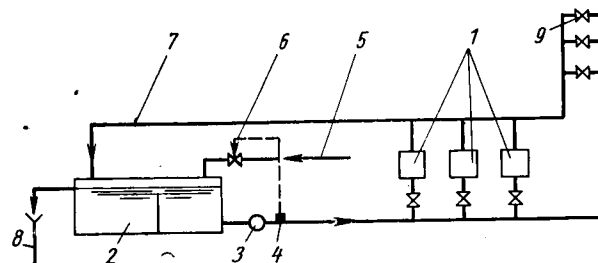


Рис. 3. Схема циркуляционной подачи охлаждающей воды к испытательным стендам двигателей:

1 — испытательные стенды; 2 — бак для воды; 3 — центробежный насос; 4 — температурный датчик; 5 — подача холодной воды; 6 — клапан подачи холодной воды; 7 — сливной трубопровод; 8 — водосток; 9 — регулирующие задвижки

бак, насосы, а также автоматическое устройство для поддержания заданной температуры воды. Напорные и сливные трубопроводы размещены в крайних отсеках первого этажа.

Насосы выбраны из расчета подачи на каждый испытываемый двигатель по 2,5 м³ воды в час. Оптимальная температура воды, подаваемой к испытываемому двигателю, принята 70°. Заданная температура воды поддерживается путем добавления технической воды температуры 5—25° в зависимости от времени года.

Нужное давление в системе подачи воды поддерживается путем перепуска из прямой линии в обратную.

Подача топлива к стендам. Двигатели на испытательной станции могут работать на бензине, а также на природном газе. Бензин подается следующим образом: из насосной станции он поступает в расходный бак, который установлен на отметке 4,5 м вблизи испытательной станции. Из этого бака по трубопроводу, самотеком бензин поступает к карбюраторам испытываемых двигателей (см. рис. 1). Разность отметок установки расходного бака и расположение двигателя на стендах испытательной станции составляет 400 мм, что обеспечивает постоянство давления топлива при входе в карбюратор двигателя.

Расходный бак, пополняется бензином автоматически по мере понижения уровня.

Природный газ подается к испытательным стендам по трубопроводу от специально установленного газорегуляторного пункта. Давление подаваемого газа 200 мм вод. ст.

Запорная арматура установлена только у стендов на втором этаже как на бензопроводах, так и на газопроводах, поэтому утечка газа и бензина в среднем коридоре технического этажа практически исключается.

УДК 629.113—585.2

Особенности работы блокированной трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4 x 4

Д-р техн. наук Н. Ф. БОЧАРОВ, С. Г. МАКАРОВ

МВТУ им. Баумана

В ПЕРВЫЕ задачу об особенностях движения экипажа с блокированным приводом между колесами рассмотрел Н. Е. Жуковский [1], а главные ее принципы положил в основу аналитического метода расчета нагруженности силовой передачи колесных машин с блокированным приводом Е. А. Чудаков [2].

Рассмотрим, пользуясь условием равенства текущих значений радиусов качения, движение автомобиля с колесной формулой 4x4 по твердой опорной поверхности. Как показано в работе [3], трансмиссия автомобиля с дифференциальной межколесной связью в мостах может быть изображена схематично (рис. 1). При этом для упрощения записи аналитических выкладок используем приведенный радиус качения i -й оси R_i и приведенный коэффициент тангенциальной эластичности λ_{0i} .

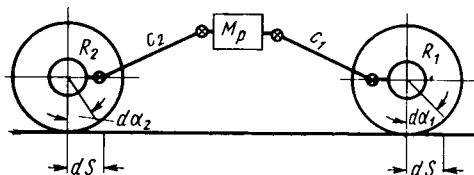


Рис. 1

Введем следующие допущения: жесткость всех элементов привода приведена к осям колес, окружные зазоры в приводе отсутствуют; раздаточное устройство симметричное, а передаточные числа главных передач равны, т. е. $i_1 = i_2 = i_0$; в расчетах не учитывается к. п. д. отдельных агрегатов трансмиссии и сила сопротивления движению автомобиля. Пользуясь условием равенства радиусов качения, для их текущих значений можно на основании формулы Е. А. Чудакова [2] записать

$$R_1^g - \lambda_{01} M_1 = R_2^g - \lambda_{02} M_2, \quad (1)$$

где R_1^g и R_2^g — радиусы качения колес в ведомом режиме; M_1 и M_2 — установившиеся значения крутящих моментов на колесах.

Очевидно, что для определения конкретных значений моментов M_1 и M_2 недостаточно равенства (1). Необходимо уравнения связи между текущими значениями M_1 и M_2 , упругим моментом M_y и моментом M_p , подводимым от раздаточного устройства. Можно вывести одно из уравнений связи, если учесть, что алгебраическая сумма моментов на колесах в рассматриваемом случае равна моменту, подводимому от раздаточного устройства, т. е.

$$M_1 + M_2 = M_p i_0. \quad (2)$$

Между текущими значениями крутящих моментов и их значениями при отсутствии упругого момента также устанавливается связь с учетом того, что упругий момент нагружает оба колеса, но колесо большего радиуса нагружается положительно-

ным упругим моментом, а колесо меньшего радиуса — отрицательным. Учитывая изложенное, получим

$$M_i = M_{iH} \pm M_y = M_{iH} \pm c \alpha, \quad (3)$$

где M_{iH} — значение крутящего момента на передней или задней оси при отсутствии упругого момента ($M_y = 0$);

c — приведенная к оси колеса жесткость привода блокирующего колеса;

α — угол закручивания привода на участке между колесами.

Необходимо раскрыть взаимосвязь между значениями моментов M_{1H} и M_{2H} . Очевидно, что распределение моментов при симметричном раздаточном устройстве и отсутствии упругого момента в блокирующем приводе определяется только приведенной жесткостью привода к осям колес (мостов) автомобиля, т. е.

$$\frac{M_{1H}}{c_1} = \frac{M_{2H}}{c_2}, \quad (4)$$

где c_1 и c_2 — приведенные жесткости привода от раздаточного устройства соответственно до первого и второго колес.

Связь моментов M_{1H} и M_{2H} с крутящим моментом раздаточного устройства аналогична зависимости (2).

Используя зависимости (2) и (4), можно получить выражения крутящих моментов M_{1H} и M_{2H} через момент, подводимый от раздаточного устройства:

$$\left. \begin{aligned} M_{1H} &= \frac{c_1 i_0 M_p}{c_1 + c_2}; \\ M_{2H} &= \frac{c_2 i_0 M_p}{c_1 + c_2}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Раскрывая с учетом равенства (5) выражения (3), получим для текущих значений крутящего момента

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \frac{c_1 i_0 M_p}{c_1 + c_2} + c \alpha; \\ M_2 &= \frac{c_2 i_0 M_p}{c_1 + c_2} - c \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Подставляя полученные значения моментов в условие (1), определяющее равенство текущих значений радиусов качения, получим после несложных преобразований

$$M_y = \left[\frac{R_1^g - R_2^g}{\lambda_{01} + \lambda_{02}} + i_0 M_p \frac{\lambda_{02} c_2 - \lambda_{01} c_1}{(c_1 + c_2)(\lambda_{01} + \lambda_{02})} \right]. \quad (7)$$

Данная зависимость показывает, что в рассматриваемом случае момент M_y в приводе зависит от $R_1^g - R_2^g$, от разности ко-

¹ Податливость грунта принята равной нулю.

коэффициентов окружной эластичности шин, от величины M_p , от $c_2 - c_1$.

Рассмотрим последнюю причину, вызывающую появление упругого момента. Пусть $R_1^g = R_2^g$ и $\lambda_{01} = \lambda_{02}$, тогда зависимость (7) можно привести к виду

$$M_y = \left| \frac{i_0 M_p}{2} \frac{c_1 - c_2}{c_1 + c_2} \right|. \quad (8)$$

Предположим, что $c_1 > c_2$, тогда, используя зависимости (6), получим установившиеся значения крутящих моментов M_1 и M_2 :

$$M_1 = M_2 = \frac{M_p i_0}{2}. \quad (9)$$

Следовательно, установившиеся значения крутящих моментов равны, что можно было усмотреть из условия равенства параметров колес, а упругий момент все равно нагружает передачу, устраняя неравномерное распределение моментов, вызванное неодинаковой жесткостью приводов к ведущим колесам.

Неодинаковая жесткость привода к ведущим колесам влияет лишь на величину упругого момента, а установившиеся значения крутящих моментов определяются кинематическими особенностями движителя.

Полученные зависимости описывают распределение крутящих моментов по осям автомобиля при установившемся режиме движения. Представляет интерес не столько установившееся значение M_y , сколько сам характер перераспределения крутящих моментов по осям.

Оставляя в силе принятые выше допущения, можно для расчетной схемы (рис. 1) составить дифференциальное уравнение, исходя из следующих соображений. Пусть в данный момент времени система характеризуется вполне определенным распределением моментов M_1 и M_2 , тогда для мгновенных значений радиусов качения можно записать

$$R_i = R_i^g - \lambda_{0i} (M_{iH} \pm c a). \quad (10)$$

Элементарное перемещение системы dS из-за неравенства радиусов качения приведет к изменению относительного угла поворота колес на элементарный угол da :

$$da = dS \left| \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right|. \quad (11)$$

Подстановка в выражение (11) текущих значений радиусов качения из равенства (10) усложняет исходное уравнение. Для упрощения обозначим через R_{iH} значения радиусов качения колес при «нормальном» (соответствующем жесткостям приводов от раздаточного устройства до колес) распределении крутящих моментов, т. е. $R_{iH} = R_i^g - \lambda_{0i} M_{iH}$, тогда дифференциальное уравнение примет вид

$$da = dS \left| \frac{1}{R_{1H} + \lambda_{01} c a} - \frac{1}{R_{2H} - \lambda_{02} c a} \right|. \quad (12)$$

С учетом введенных обозначений результат интегрирования будет следующим:

$$S = \frac{\lambda_{01} \lambda_{02} c}{2 (\lambda_{01} + \lambda_{02})} a^2 - \frac{R_{1H} \lambda_{02}^2 - R_{2H} \lambda_{01}^2}{(\lambda_{01} + \lambda_{02})^2} a + \frac{(R_{1H} \lambda_{02} + R_{2H} \lambda_{01})^2}{c (\lambda_{01} + \lambda_{02})^3} \ln \left| \frac{\Delta R_H}{\Delta R_H - c (\lambda_{01} + \lambda_{02}) a} \right|. \quad (13)$$

Разность между значениями радиусов качения, соответствующих «нормальному» распределению крутящих моментов, равна $\Delta R_H = R_{1H} - R_{2H}$.

Учитывая связь моментов M_{1H} и M_{2H} с моментом раздаточного механизма через приведенную жесткость привода и обозначая через ΔR^g разность радиусов качения колес в ведомом режиме, получим

$$\Delta R_H = \Delta R^g + \frac{i_0 M_p}{c_1 + c_2} \left(\frac{c_1 \lambda_{01} - c_2 \lambda_{02}}{c_1 + c_2} \right). \quad (14)$$

Подставляя значения ΔR_H и R_{iH} , можно решить уравнение (13) в развернутом виде. Однако для практических целей интереснее получить в явном виде значение a или, что то же самое, значение M_y . Уравнение (13) принадлежит к классу трансцендентных, которые решаются только приближенными способами. Как показывает анализ, даже при самых неблагоприятных сочетаниях параметров, входящих в выражение (13) и определяющих кинематическое рассогласование, можно без большой ошибки пренебречь влиянием первых двух слагаемых, что значительно упрощает исходное выражение.

Приближенное решение следующее:

$$M_y = \left| \frac{\Delta R_H}{\lambda_{01} + \lambda_{02}} \right| \left(1 - e^{-\frac{S}{S_0}} \right). \quad (15)$$

Представленная зависимость определяет экспоненциальный характер изменения упругого момента при данном кинематическом рассогласовании.

Первый сомножитель равенства (15) совпадает с выражением (7) для упругого момента, полученным из условия равенства радиусов качения, а текущее значение упругого момента достигает своего установившегося значения только при $S \rightarrow \infty$. Показатель степени S_0 заменяет сомножитель перед логарифмом в равенстве (13) и определяет при прочих равных условиях скорость изменения упругого момента. Практически, единственным возможным путем снижения скорости изменения упругого момента, что соответствует росту показателя степени, является снижение жесткости привода c между ведущими колесами, так как остальные параметры определяются условиями эксплуатации.

Если в дифференциальном уравнении (12) раскрыть перемещение dS через время, то можно проинтегрировать данное уравнение и по времени. Для случая равномерного движения автомобиля результат интегрирования можно представить в следующем виде:

$$M_y = \left| \frac{\Delta R_H}{\lambda_{01} + \lambda_{02}} \right| \left(1 - e^{-\frac{T}{T_0}} \right). \quad (16)$$

Подобная запись более наглядно представляет значение знаменателя в показателе степени, который в данном случае имеет смысл постоянной времени, т. е. характеризует инерционное запаздывание трансмиссии в передаче входного сигнала (кинематическое рассогласование) на выход (перераспределение крутящих моментов). Постоянная времени имеет размерность времени и связана с показателем степени S_0 зависимостью

$$T_0 = \frac{S_0}{v}, \quad (17)$$

где v — скорость равномерного движения автомобиля.

На основании равенства (17) заключаем, что T_0 зависит от скорости движения автомобиля, т. е. является условной постоянной времени.

Можно предложить достаточно простой способ экспериментального определения S_0 по результатам протягивания автомобиля при данном кинематическом рассогласовании в ведомом режиме. В этом случае

$$S_0^g = \frac{(R_1^g \lambda_{02} + R_2^g \lambda_{01})^2}{c (\lambda_{01} + \lambda_{02})^3} \quad (18)$$

и по абсолютной величине мало отличается от значения, определяемого по равенству (13). Указанное обстоятельство позволяет использовать полученное по результатам эксперимента

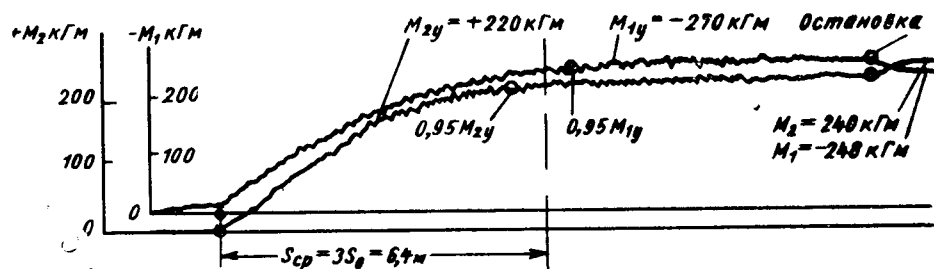


Рис. 2.

значение S_0^g для приближенной оценки качества трансмиссии автомобиля с точки зрения скорости перераспределения крутящих моментов.

На рис. 2 представлены результаты протягивания автомобиля с колесной формулой 4×4 при заданном кинематическом рассогласовании ($\Delta R^g = 60$ мм в ведомом режиме).

Известно, что постоянная времени определяется как проекция касательной к кривой $M_y = f(S)$ на линию установившегося значения упругого момента, причем во всех точках кривой она одинакова. Однако этот способ несовершенен, так как провести точно касательные к экспериментальным кривым трудно. Если определить расстояние, соответствующее изменению M_y от нулевого значения до значения, равного $0,95M_y$, то постоянную времени можно найти следующим образом:

$$S_0^g = \frac{S}{3}.$$

Приведенные выше зависимости расширяют границы использования аналитического метода для исследования перераспределения крутящих моментов при кинематическом рассогласовании, вызванном как конструктивными особенностями данного автомобиля, так и условиями его эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуковский Н. Е. Полное собрание сочинений, т. VIII. 1937.
2. Чудаков Е. А. Циркуляция паразитной мощности в механизмах бездифференциального автомобиля. Машгиз, 1950.
3. Бочаров Н. Ф. и др. «Автомобильная промышленность», 1965, № 2.

УДК 621.434.1:629.113:621.43—4

О процессе смесеобразования в карбюраторе при дросселировании

А. Б. ПИВАРУНАС, Г. Ф. БУДАНОВ

ЧНИТА

УВЕЛИЧЕНИЕ удельной мощности автомобильных двигателей вызывает смещение эксплуатационных режимов работы к малым нагрузкам и сопровождается снижением экономических показателей и повышением токсичности отработавших газов. Одна из причин неблагоприятных последствий дросселирования обусловлена возрастающей нестабильностью рабочих циклов в цилиндре.

В результате изучения возможной связи этого явления с условиями смесеобразования в карбюраторе установлено три основных фактора, определяющих структуру горючей смеси на выходе: дисперсность топлива, характер распределения топлива по сечению потока, характер распределения топлива, вдоль потока (соответствует характеру подачи топлива во времени).

В ряде работ [1, 2] имеются указания о неравномерном истечении топлива из распылителей карбюратора. Для выяснения природы этого явления и его закономерностей на прозрачных макетах дозирующих систем эмульсионного карбюратора К-124 с помощью скоростной киносъемки, фотографирования и наблюдений регистрировались объемные структуры жидкой фазы бензина.

Макеты продувались при перепадах давлений (свыше 380 мм рт. ст.) между задроссельным пространством и дозирующими системами. На указанных режимах двигатель легкового автомобиля в условиях городского движения работает большую часть времени. При исследованиях в области указанных перепадов давлений для воспроизведения условий карбюрации на малых нагрузках допустимо использование безмоторной установки, поскольку в этих условиях пульсации давлений во впускной трубе двигателя не передаются к дозирующим системам.

В результате проведенных опытов в каналах карбюратора зарегистрированы структуры жидкой фазы бензина, которые близко совпали с формами течений двухфазных смесей с маловязким жидким компонентом, приводимыми в некоторых исследованиях газожидкостных систем.

В горизонтальном распылителе главной дозирующей системы при вступлении ее в работу наблюдались (в зависимости от принятой регулировки и расположения отверстий на эмульсионной трубке) «грубоэмульсионное» течение с четким, но незакономерным чередованием порций топлива и воздушных пузырей, занимающих все сечение распылителя, или ламинарное течение бензина и воздуха с плоской поверхностью раздела фаз. С увеличением расхода смеси на поверхности раздела появляются волны. С ростом скорости их амплитуда возрастает настолько, что газовый поток разрывается на отдельные участки, так называемые пробки, и тем раньше, чем меньше диаметры воздушного жиклера и распылителя. При дальнейшем увеличении расхода образуется пена на гребнях волн между пробками, затем по всей поверхности раздела и далее возникает диспергированное эмульсионное все более осесимметричное течение с большим газосодержанием в ядре потока.

В эмульсионном канале системы холостого хода вследствие значительно большего содержания газа (при используемых па-

рактике регулировках) режимы «грубоэмульсионные» и пробковые не наблюдались. В случае малых расходов топливо движется по стенкам канала в виде концентричной волновой пленки. При увеличении расхода и некотором критическом значении скорости легкой фазы амплитуда волн резко возрастает, что приводит к нарушению устойчивости пленки бензина и срыву гребешков волн. Режим течения переходит в эмульсионный осесимметричный. Несмотря на стационарный поток, создаваемый на выходе системы, в эмульсионном канале холостого хода отмечаются пульсации давления, частота и амплитуда которых зависят от последовательности и продолжительности перекрытия выходного отверстия жидкой фазой топлива.

При нагреве топливного тракта отмеченные закономерности нарушаются. Паровые пузыри, возникающие в канале до топливного жиклера, пройдя последний, увеличиваются в объеме и выталкивают соответствующую порцию топлива из канала (после жиклера) в эмульсионный канал, что приводит к чередованию значительного обогащения и последующего обеднения смеси. Кроме того, по мере прогрева топлива в канале, расположенном после жиклера, наблюдаются разрывы топливного столба. Отмеченные явления усугубляют неравномерность выхода топлива из распылителей дозирующих систем.

При количественной оценке распада потока топлива в каналах дозирующих систем эмульсионного карбюратора установлено, что неравномерность подачи бензина дозирующими системами в области «грубоэмульсионных», пробковых и волновых режимов соизмерима с величиной циклового заряда топлива и продолжительностью его формирования в карбюраторе. В некоторые промежутки времени подача топлива из распылителей главной системы и системы холостого хода может прекратиться полностью или превосходить в несколько раз ее среднее значение. Продолжительность подобных нарушений топливоподачи может превышать время такта впуска.

Проблема неупорядоченной подачи топлива не ограничивается лишь неблагоприятными последствиями эмульсирования и парообразования в каналах дозирующих систем. При непрерывном истечении топлива из распылителя главной системы карбюратора также наблюдается неравномерное его поступление в зону дросселирования (зону тонкого распыливания топлива). Это явление обусловлено распадом струи топлива при низких (до 40 м/сек) скоростях воздушного потока в диффузоре с образованием неустойчивых и неоднородных структур жидкой фазы бензина. Согласно многочисленным работам при распылировании жидкости в газовом потоке наибольший возможный диаметр капли определяется приближенной формулой [3]:

$$D_{\max} = \frac{10\sigma}{\rho_2 w^2},$$

где w — относительная скорость газового потока и капли;

ρ_2 — плотность газовой среды;

σ — коэффициент поверхностного натяжения.

Зависимость $D_{\max}$ от скорости омывания капли газовым потоком для бензина и воды, по данным М. С. Волынского и Б. Н. Молчаева, приведены на рис. 1. Теоретические схемы дробления капли, приводящие к данной формуле, предполагают постоянство скорости относительного движения капли до момента полного разрушения, а также неопределенное время и неограниченную протяженность участка взаимодействия капли и потока.

В карбюраторах с постоянным сечением диффузора зона наддроссельного пространства, где происходит первоначальное распыливание топлива, имеет ограниченную длину порядка 40—60 мм. Кроме того, абсолютная скорость газового потока падает примерно в 2 раза на участке от минимального сечения диффузора до дроссельной заслонки.

Перечисленные особенности смесительного тракта карбюратора приводят к тому, что распад топливной струи не успева-

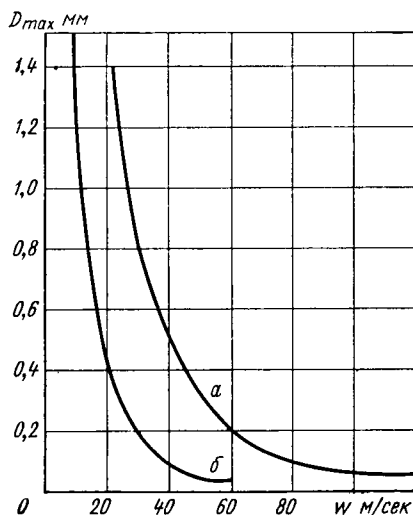


Рис. 1. Изменение максимального устойчивого диаметра капли $D_{\max}$ в зависимости от относительной скорости газового потока и капли w : а — вода; б — бензин

ет завершиться в наддроссельном пространстве и размеры капель на участке размещения дроссельной заслонки не приходят в соответствие с формулой.

Для иллюстрации этого положения, по экспериментальным данным Исиакава [4], на рис. 2 приведена зависимость диамет-

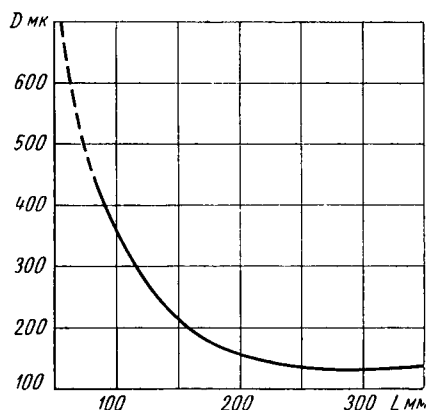


Рис. 2. Зависимость диаметра капель D от расстояния до распылителя карбюратора L (скорость воздуха 65 м/сек; жидкость — вода)

ра капель от расстояния до распылителя L . Из анализа графика следует, что конечный размер капель, равный 140 мк, достигается лишь на расстоянии 250 мм от распылителя. На участке размещения дроссельной заслонки карбюратора (т. е. 40—

60 мм от распылителя) размер капель примерно в 5 раз превышает конечный. Этот пример свидетельствует о том, что максимальный размер капель на входе в наддроссельное пространство карбюратора по крайней мере на некоторых режимах может в несколько раз превышать значения, приведенные на рис. 1.

Если иметь в виду, что подача топлива в диффузор карбюратора осуществляется уже при скоростях воздушного потока $w=7\div 10$ м/сек, а минимальный объем циклового заряда топлива может, к примеру, соответствовать величине капли диаметром 1,7 мм (двигатель МеМЗ-965), нетрудно установить опасную для качества смесеобразования соизмеримость объема циклового заряда топлива с возможным максимальным размером капель на входе в наддроссельное пространство.

Как следует из анализа данных Ф. Н. Шейбея, немногочисленные по количеству капли максимального диаметра несут в себе основную массу топлива. Поэтому закономерность образования именно этих капель будет определять характер подачи топлива к наддроссельному пространству.

Для ограничения максимального размера капель в наддроссельном пространстве желательно уменьшать исходный диаметр струи. Однако исключение эмульсирования сопровождается увеличением сечения топливной струи до размера распылителя. Это приводит к росту максимального размера капель в наддроссельном пространстве и возрастанию неравномерности топливоподачи на некоторых режимах.

Таким образом, в карбюраторах, выполненных по классической схеме (с эмульсированием или без него), конструктивно заложены условия, приводящие к неупорядоченной в масштабах циклового заряда подаче топлива к зонам дросселирования.

Неоднородная топливная структура, образующаяся в наддроссельном пространстве, поступающая далее в область высоких скоростей потока (зону дросселирования), тонко распыливается, вызывая неравномерное во времени (и соответственно вдоль потока) насыщение горючей смеси.

При проведении настоящей работы (на режимах грубого и неустойчивого распыливания в диффузоре) за прикрытой дроссельной заслонкой неэмульсионного карбюратора отмечалась тонкодисперсная устойчивая структура смеси. При этом на выходе из дросселирующей щели зафиксировано изменение степени оптической плотности смеси (по оттенкам от прозрачного до молочно-белого). Отмеченное явление расценено как колебания состава смеси во времени вследствие неравномерной подачи топлива в зону устойчивого распыливания.

Выявленные особенности процесса топливоподачи карбюратора позволили при последующих исследованиях на двигателе воздействовать на характер истечения топлива в воздушный поток с целью его стабилизации.

Исследования проводились на специальном приспособлении, воспроизводившем бензовоздушный тракт карбюратора. Конструкция приспособления позволяла путем смены дозирующих элементов осуществлять различный характер подачи топлива из распылителей. Стабилизированная (непрерывная) подача топлива достигалась путем истечения жидкой струи топлива минимального сечения (непосредственно из жиклера) в основной воздушный тракт под избыточным давлением 50 мм вод. ст. Обычный для эмульсионных карбюраторов характер подачи топлива наблюдался при установке топливного жиклера на входе в дозирующую систему и применении эмульсирования.

Приспособление обеспечивало вывод топлива в четырех характерных для эжекционных карбюраторов точках: под дроссельную заслонку, в зону щели между заслонкой и стенкой смесительной камеры, в диффузор постоянного сечения и в дросселирующие каналы. Последний вариант имитировал диффузор переменного сечения на дискретных точках. Принятая методика позволяла разграничить влияние факторов распыливания, распределения по сечению потока и топливоподачи на неоднородность смеси в цилиндре и рабочие показатели двигателя.

Работа выполнялась на двигателе ГАЗ-21А при установившихся нагрузочных и тепловых режимах в диапазонах чисел оборотов 400—2000 в минуту и углов открытия дроссельной заслонки до 20°.

Степень неравномерности крутящего момента определялась из выражения

$$\delta_M = \frac{\Delta M}{M_{mp} + M_{c2}} \%,$$

где M_{c2} — средняя величина крутящего момента;
 M_{mp} — момент механических потерь при прокручивании;

ΔM — преимущественное отклонение крутящего момента от средней величины за время 10 сек.

Характер протекания крутящего момента записывался на ленту шлейфного осциллографа Н-102 с помощью тензометрического датчика в цепи привода весовой головки. Индикаторные диаграммы рабочих циклов одновременно в четырех цилиндрах снимались с помощью пьезокварцевых датчиков DL-150 и усилителей постоянного тока конструкции ЦНИТА. Степень неравномерности распределения топлива по цилиндрам оценивалась температурным методом с помощью хромель-алюмелевых термопар, введенных в цилиндры через сверления в головке блока и одинаково расположенных в камерах сгорания.

Степень неидентичности максимальных давлений последовательных циклов в каждом цилиндре определялась по формуле

$$\delta_{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n p_{zi} - p_{cp}}{n p_{cp}} \%,$$

где n — количество расчетных циклов (не менее 30);

p_{cp} — среднее максимальное давление по n последовательным циклам;

p_{zi} — максимальное давление i -го цикла.

При обработке и анализе характеристик последние ограничивались на ветви обеднения величинами коэффициента избытка воздуха α , соответствующими степени неравномерности крутящего момента $\delta_m = 10\%$. Эти значения α были условно приняты за верхние пределы устойчивой работы двигателя и обозначены α_{np} .

Экономичность двигателя оценивалась показателем минимальных удельных индикаторных расходов топлива $g_{i\min}$ и параметром Δg_i . Последний представляет собой диапазон изменений α , в пределах которого значения g_i превышают величину $g_{i\min}$ не более чем на 10%.

Токсичность отработавших газов оценивалась параметром $\Delta \alpha_{CO}$, представляющим собой диапазон изменений α (в пределах устойчивой работы) при содержании CO, близком к нулю.

На ряде нагрузочных режимов оценивалась неравномерность работы двигателя по показателю δ_{α} . Сравнение кривых δ_m и δ_{α} показало идентичный характер их протекания и позволило для сравнения ограничиться параметром δ_m .

Влияние интенсивности распыливания топлива и характера распределения его по сечению потока исследовалось в условиях стабилизированной подачи топлива.

Скорости воздуха у кромок распылителей отличались на малых нагрузках в пределах от звуковых (варианты а, б) до практически нулевых (варианты г, в). Кроме того, вариант а обеспечивал значительную протяженность участка интенсивного распыливания (55 мм).

Различный характер распределения топлива по сечению потока обеспечивался двумя вариантами: вариант в — неблагоприятный (топливная струя подается через боковое отверстие жиклера в стенке смесительной камеры, симметрично относительно разветвлений впускной трубы), вариант а — оптимальный (топливная струя поступает концентрично входному отверстию дросселирующего канала).

Таким образом, вариант а обеспечивал одновременно наилучшие условия для тонкого распыливания топлива и равномерного распределения его по сечению потока, а вариант в с тех же позиций представлялся наименее благоприятным.

Сравнение показателей двигателя, проведенное по всем оценочным параметрам для рассмотренных вариантов, показало их полное совпадение. Это может означать, что в двигателях с развитой впускной трубой, подогревом смеси, при малых углах открытия дроссельной заслонки и стабилизированной топливоподаче наблюдается:

1. Дисперсность топлива, получаемая на выходе эжекционного карбюратора, при любых возможных в нем условиях распыливания, оказывается равноценной с точки зрения стабильности последовательности циклов. При неизменной степени неравномерности распределения топлива по цилиндрам (что было в описываемых экспериментах) рабочие показатели двигателя не зависят от способа распыливания топливных струй.

2. Характер распределения топлива по сечению потока на выходе карбюратора не отражается на стабильности последова-

тельных циклов, что объясняется турбулизацией горючей смеси во впускном тракте и цилиндре двигателя.

Воздействие неравномерного распределения топлива по сечению потока может проявляться на рабочих показателях двигателя в случае количественного перераспределения топлива по отдельным цилиндрам (например, при асимметрии топливного потока относительно разветвлений впускной трубы).

Влияние характера топливоподачи оценивалось при неизменных условиях распыливания и распределения топлива по сечению потока. Масштабы неравномерности подачи топлива у карбюраторов разных типов существенно отличаются. Поэтому приводимые ниже данные следует рассматривать как частный случай эффекта стабилизации топливоподачи на примере конструкции и регулировки карбюратора К-124.

На рис. 3 приведены результаты обработки регулировочных характеристик двигателя при малых числах оборотов ($n = 1000$ об/мин) по показателям α_{np} ; $\Delta \alpha_{CO}$; $g_{i\min}$; Δg_i при стабилизированном и обычном для эмульсионного карбюрато-

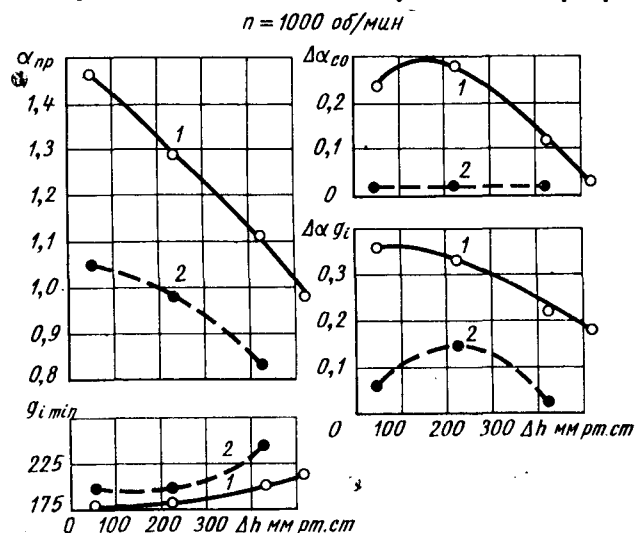


Рис. 3. Влияние характера топливоподачи карбюратора на регулировочные показатели двигателя:

1 — стабилизированная; 2 — нестабилизированная

ра характера подачи топлива в диффузор постоянного сечения.

Графики свидетельствуют о существенных преимуществах стабилизированной подачи топлива по всем оценочным параметрам.

Поскольку степень неравномерности распределения топлива по цилиндрам $D\%$ оказалась одинаковой, полученный эффект может рассматриваться как следствие более равномерного распределения топлива в рабочей смеси и повышения стабильности ее состава в зарядах последовательных циклов.

В результате исследований двигателей ГАЗ-21А при малых углах открытия дроссельной заслонки карбюратора установлено:

1. Характер подачи топлива к зонам дросселирования является решающим фактором смесеобразования в карбюраторе.
2. Стабилизация процесса топливоподачи путем подвода жидкой нерасправленной струи топлива к зонам дросселирования улучшает рабочие показатели двигателя за счет повышения воспроизводимости рабочих циклов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Райков И. Я. Возможности использования высоких скоростей воздуха при карбюрации топлив. Труды Московского автомеханического института. Вып. 2, 1954.
2. Куров В. А. «Автомобильная и тракторная промышленность», № 5, 1953.
3. Волынский М. С. О дроблении капель в потоке воздуха. Доклады АН СССР, т. 62, № 3, 1948.
4. Issiki N. Theoretical and Experimental Study on Atomization of Liquid Drop in High Speed Gas Stream. Technical Research Institute, № 35, 1959.

Исследование воздухообмена в микроавтобусе РАФ-977Д с помощью ацетона

УДК 629.114.53.628.83.001.5

Канд. техн. наук С. И. КУПЦОВ, Е. А. МАЛИНИН

НАМИ

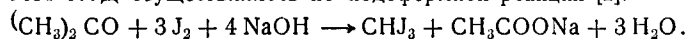
АВТОМОБИЛЬНЫЕ системы кондиционирования воздуха могут быть выполнены как по рециркуляционной схеме, так и по схеме со смешиванием рециркуляционного воздуха с некоторым количеством свежего воздуха. При этом учитывается, что при более простых и дешевых системах первого типа свежий воздух всегда будет проникать внутрь автомобиля за счет инфильтрации через неплотности в конструкции кузова.

При разработке системы кондиционирования для микроавтобуса РАФ-977Д была выбрана рециркуляционная схема охлаждения воздуха. Для выбора холодопроизводительности этой системы необходимо было определить приток тепла с наружным воздухом. Поступление наружного воздуха предусматривалось за счет естественного воздухообмена, обусловленного только действием ветрового напора. Действие незначительного теплового напора (перепад температур между наружным и внутренним воздухом для систем частичного кондиционирования воздуха составляет от 0 до 5° при разнице относительных влажностей 10—30%) не принималось во внимание.

Для определения количества наружного воздуха, поступающего за счет инфильтрации, в микроавтобусе РАФ-977Д был применен известный в строительной и авторефрижераторной практике атрактометрический способ [1]. Сущность этого метода состоит в том, что в испытуемом объеме (в жилой комнате, в кузове авторефрижератора, в салоне автобуса) в начальный момент создается максимально возможная по технике безопасности избыточная концентрация K_0 газа и затем через точно фиксируемые промежутки времени измеряется убывающая концентрация этого газа K_K . Полученные скорости снижения концентрации газа-анализатора позволяют определить количество воздуха, поступающего снаружи в исследуемый объем.

При измерении инфильтрации в микроавтобусе в качестве анализатора использовались пары ацетона вместо обычно применяемых для этих целей газов CO_2 и N_2 . При использовании ацетона упрощается методика измерений инфильтрации в том смысле, что отпадает необходимость измерять наружный фон и учитывать влияние газообмена экспериментаторов, находящихся внутри движущегося автобуса.

Определение концентраций паров ацетона в микроавтобусе РАФ-977Д осуществлялось по йодоформной реакции [2]:



Проведение испытаний по определению инфильтрации воздуха в микроавтобусе РАФ-977Д осуществлялось следующим образом:

1. В кузове в течение 5 мин испарялось около 100 г ацетона. Ацетон испаряли путем нагревания на капоте двигателя автобуса банки с жидким ацетоном. Испарение ацетона может быть организовано наиболее интенсивно применением открытой металлической емкости с большой поверхностью, обдуваемой электровентилятором. Эта емкость устанавливается в металлический бачок 10 л, наружные стенки которого желательнее выполнять теплоизолированными. В бачок заливается горячая вода от системы охлаждения двигателя автобуса.

При проведении экспериментов принималось также количество ацетона 10 г на 1 м³ объема кузова (максимально допустимое количество ацетона на 1 м³ свободного объема кузова не должно превышать 60 г [2]).

Исследование воздухообмена автобуса (автомобиля) с помощью ацетона может проводиться не чаще 1—2 раз в месяц с продолжительностью работы в одну смену не более 2—3 ч, что позволяло избежать неприятного воздействия ацетона на организм человека.

Равномерность распределения паров ацетона в воздухе кузова обеспечивалась с помощью вентиляторов системы отопления автобуса. Окна, двери, люки закрывались полностью на время испытаний. В кузове постоянно находилось четыре экспериментатора.

2. После испарения жидкого ацетона отбиралась начальная проба паров ацетона из воздуха автобуса. Пробы отбирались путем пропускания в течение 2,5 мин 2 л воздуха через два последовательно соединенных и установленных в снег микропо-

глобительных прибора Зайцева с дистиллированной водой. Время отбора проб точно фиксировалось по секундомеру.

3. Далее отбор проб паров ацетона осуществлялся через 2—5 мин во время движения автобуса со скоростями: $v_a=30$, $v_a=60$, $v_a=80$ км/ч и на стоянке автобуса.

4. Концентрация ацетона по пробам определялась в химической лаборатории по йодоформной реакции.

Результаты проведенных измерений приведены в таблице.

5. По данным начальных концентраций ацетона K_0 и по значениям изменяющихся с течением времени концентраций ацетона рассчитывался инфильтрационный поток воздуха [1]:

$$G = \frac{G_v}{\tau} 60 \ln \frac{K_0}{K_K} = \frac{12,8 \cdot 60 \cdot 2,3}{\tau} \lg \frac{K_0}{K_K} = \frac{1,770}{\tau} \times \lg \frac{K_0}{K_K} \text{ кг/ч,}$$

где $G_v = 12,8$ кг — количество воздуха, находящегося в свободном пространстве кузова во время испытаний;

K_0 и K_K — концентрации паров ацетона в воздухе кузова в начале измерений и через τ мин.

6. По значениям G , вычисленным для различных периодов времени, определяется среднеарифметическая величина инфильтрации G_{cp} для микроавтобуса, движущегося со скоростями: $v_a=0$, $v_a=30$, $v_a=60$, $v_a=80$ км/ч.

7. Результаты измерений K_0 , K_K , τ и расчетные величины

$\frac{K_0}{K_K}$, G и G_{cp} приведены в таблице.

Скорость автобуса в км/ч	K_0 в мг/м³	K_K в мг/м³	τ в мин	$\frac{K_0}{K_K}$	G в кг/ч	G_{cp} в кг/ч
30	3200	300	15	10,68	121	94
		310	17,5	10,32	102,8	
		300	25	10,68	12,9	
		200	27	16	19	
		2100	5	3	168,5	
60	6100	400	10	15,75	212	188,7
		400	15	15,75	141,2	
		1200	5,5	5,09	228	
		110	13,5	55,4	228	
		100	20,5	61	155	
80	5000	1000	3	5	411	204
		400	10	12,5	194	
		400	13	12,5	149,2	
		100	20	31,3	132	
		70	25	71,5	131,5	
27*	600	1320	3	1,21	49,5	67,7
		780	7	2,105	82	
		620	11	2,58	66	
		260	19	8,15	73,4	

* Городское движение.

По данным таблицы построены графики зависимости воздухопритока от скорости движения микроавтобуса $G=f(v_a)$ (рис. 1 и 2). Для условий стоянки микроавтобуса воздухообмен от действия ветра ($w < 1$ м/сек) условно принимается, как при движении автобуса с такой же скоростью.

Далее для полученных графиков изменения воздухообмена в зависимости от скорости движения автобуса находится аналитическая зависимость. Для микроавтобуса эта зависимость может быть представлена в следующем виде:

для скоростей 0—60 км/ч

$$G = 3,14 v_a \text{ (прямая AB на рис. 1).}$$

для скоростей 60—80 км/ч

$$G = -0,01675 v_a^2 + 3,14 v_a + 60,2 \text{ (кривая BC на рис. 1).}$$

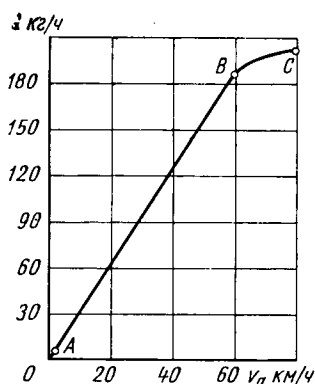


Рис. 1. Изменение воздухообмена в кузове микроавтобуса РАФ-977Д при различных скоростях его движения

в спокойном состоянии человека [3], то воздухообмен 70 кг/ч для 10 человек является достаточным. Отсюда также следует, что применение рециркуляционной системы кондиционирования воздуха для микроавтобуса РАФ-977Д вполне оправдано. Система кондиционирования воздуха устанавливается на

Анализ кривой (рис. 1) показывает, что инфильтрационный воздухообмен микроавтобуса РАФ-977Д может быть представлен условно воздухообменом через эквивалентное круглое отверстие размером $d_{экв} = 58$ мм (для $G = 3,14 v_a$ и без учета потерь).

На основании рис. 2 можно считать, что воздухообмен при городском движении микроавтобуса со средней скоростью $v_a = 27$ км/ч примерно находится на одном уровне и равен 70 кг/ч.

Если учесть, что норма подачи свежего воздуха на одного человека может быть 6 кг/ч (5 м³/ч при удельном весе воздуха 1,2 кг/м³) и является вполне допустимой с гигиенической точки зрения для кратковременного пребывания

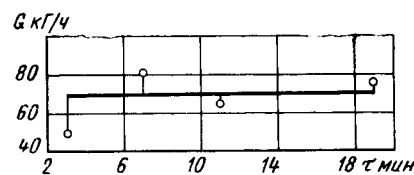


Рис. 2. Воздухообмен в кузове автобуса РАФ-977Д при имитации городского движения ($v_a = 27$ км/ч): движение 2,5 мин, остановка 0,5 мин, во время которой боковая дверь салона открывается на 10 сек

серийном автобусе, на котором для случая аварии в кондиционере должны быть сохранены открывающиеся форточки и люк.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шкловер А. М., Васильев В. Ф., Ушков Ф. В. Основы строительной теплотехники. Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1956.
2. Выховская М. С., Гинзбург С. Л., Хализова О. Д. Методы определения вредных веществ в воздухе. Изд-во «Медицина», 1966.
3. Рубинэ М. Кондиционирование воздуха в подземных сооружениях. Изд-во литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1963.

УДК 629.114.795

Самоходная динамометрическая машина с тяговым усилием до 10 т

Канд. техн. наук Г. А. КРЕСТОВНИКОВ, В. И. ПЕВУНЧИКОВ, канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН

НАМИ

ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ взаимодействия движителя с опорной поверхностью и экспериментального определения тяговых качеств колесных и гусеничных машин в различных дорожных условиях используются специальные динамометрические машины, создающие тормозную силу на крюке и оснащенные необходимой измерительной аппаратурой.

В настоящее время известны динамометрические машины с механическими, электрическими, гидрообъемными и воздушными тормозами. Каждая из этих тормозных установок не свободна от недостатков. Стабильность работы механического тормоза зависит от скорости вращения барабана и температуры трущейся пары. Электрические тормоза с тормозными генераторами и гасящими сопротивлениями отличаются относительно большими размерами и весом агрегатов, необходимостью иметь надежное экранирование электроизмерительного оборудования. Эксплуатацию гидрообъемных тормозов усложняют колебания вязкости масла в рабочем диапазоне температур, повышенные требования к чистоте масла, необходимость в гидравлической аппаратуре высокого давления с большими проходными сечениями, недостаточная мощность гидрообъемных насосов. Воздушные тормоза из-за трудностей регулирования тормозного момента, больших габаритов и сильного шума при работе используются лишь в исключительных случаях. В НАМИ разработана динамометрическая машина средней мощности (300—500 л. с.) с гидродинамическим тормозом, который имеет преимущества перед тормозами, применявшимися для этой цели ранее.

Самоходная динамометрическая машина НАМИ-СДМ-01 с гидродинамическим тормозом выполнена на базе автомобиля МАЗ-501 с колесной формулой 4×4. При этом в конструкцию автомобиля внесены следующие основные изменения:

установлен гидродинамический тормоз с системой питания и охлаждения, режимной коробкой передач и приводом; на передние колеса установлены шины увеличенного профиля (15,00—20"), а на задние — арочные (1300×750);

установлены комплект измерительной аппаратуры, тяговая лебедка переднего расположения и дополнительное оборудование.

Гидродинамическая тормозная установка приводится в действие от раздаточной коробки автомобиля карданным валом. Для этого первичный вал раздаточной коробки удлинен, на его заднем конце нарезаны шлицы и введена задняя крышка с сальником. Задний конец карданного вала присоединен к вторичному валу режимной коробки передач, объединенной в один агрегат с гидродинамическим тормозом. Выбранная из условия скоростных возможностей испытуемого изделия передача режимной коробки динамометрической машины включается перед началом опыта. Благодаря раздаточной и режимной коробкам динамометрической машины получен десятиступенчатый привод гидродинамического тормоза, обеспечивающий полное использование развиваемого тормозного момента в широком диапазоне скоростей (1—75 км/ч). Максимальный тормозной момент установки по условию надежной работы режимной коробки (ЯМЗ-204) ограничен величиной 100 кг·м. Максимальное тормозное усилие ограничено пределом силы тяги динамометрической машины по сцеплению с опорной поверхностью (10,0—10,5 т).

Гидротормоз, разработанный на основе тормоза МАИ-ЛЕ-4, состоит из ротора и статора (рис. 1).

На валу ротора при помощи двух тангенциальных шпонок и двух стопорных гаек закреплены четыре диска, имеющих для увеличения трения о воду большое число сквозных отверстий. Концы ротора опираются на шарикоподшипники, установленные в боковых крышках тормоза. Перед каждым шарикоподшипником с внутренней стороны тормоза установлены два сальниковых уплотнения, между которыми в боковой крышке тормоза для отвода просочившейся через сальники воды просверлены отверстия. Концы ротора с помощью шлицев сопряжены с первичным валом режимной коробки передач.

Статор состоит из неподвижных дисков, установленных в кожухе, к которому стяжными болтами прикручены боковые крышки. Боковые поверхности неподвижных дисков для увеличения трения о воду выполнены рифлеными и имеют отверстия, сообщающие полости статора между собой. В боковых крышках для отвода воды из тормоза имеются радиально расположенные выпускные окна, которые перекрываются скользя-

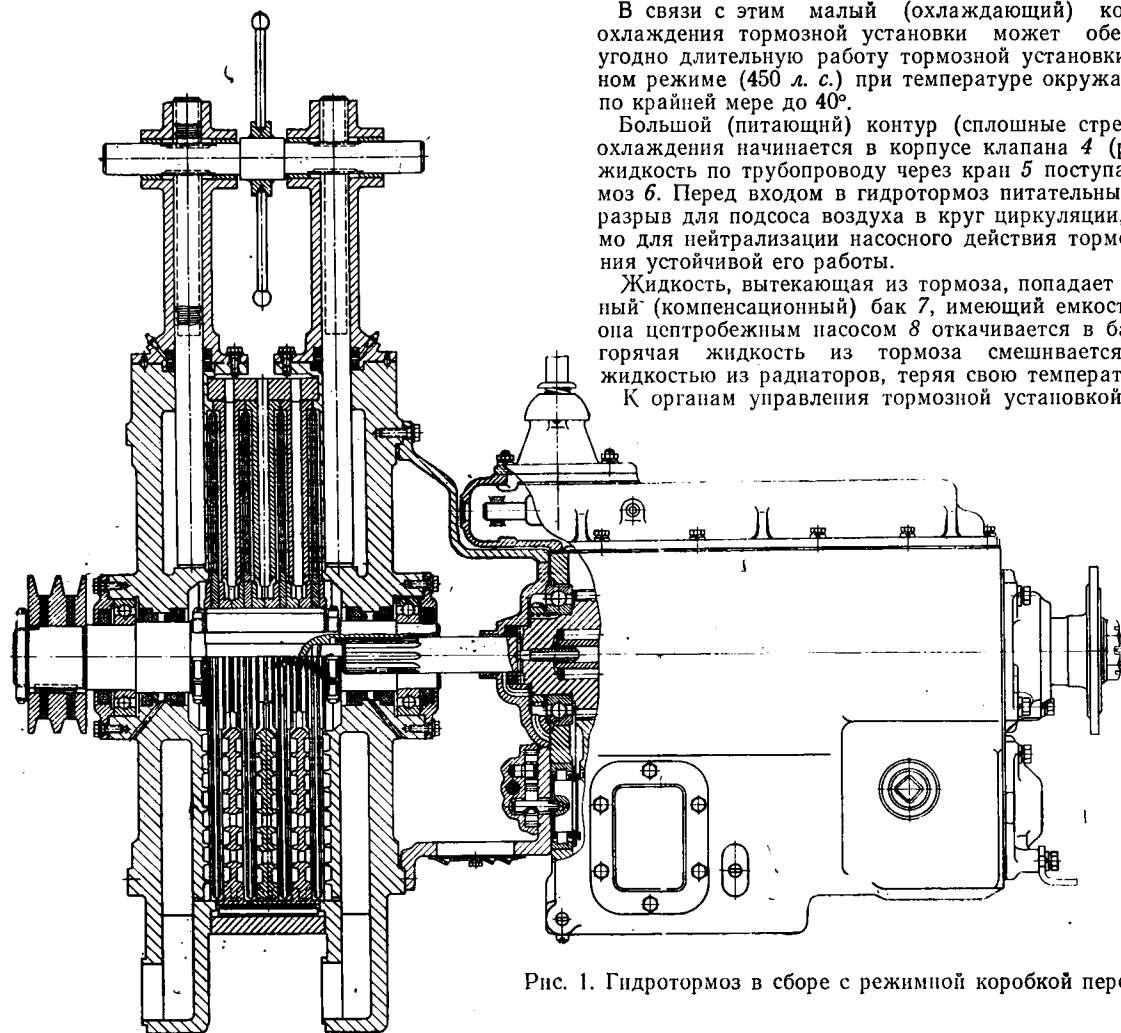


Рис. 1. Гидротормоз в сборе с режимной коробкой передач

щими регулировочными заслонками, соединенными между собой поперечным валом с укрепленным на нем штурвалом управления. При перемещении заслонок внутрь тормоза толщина создающегося водяного кольца возрастает, что приводит к увеличению тормозного момента.

Привод агрегатов системы питания и охлаждения гидротормоза осуществляется от конца ротора, где при помощи шпонки посажена втулка. К втулке прикреплена карданная передача, сообщающая вращательное движение центральному шкиву системы охлаждения (в первоначальной конструкции шкив насаживался на вал тормоза, как показано на рис. 1). Центральный шкив посредством клиноременной передачи соединен с тремя насосами (рис. 2). Система заправляется водой или антифризом через горловину основного бака 1, имеющего емкость 300 л.

Система работает следующим образом. Жидкость из бака 1 поступает в радиаторы 2, откуда центробежными насосами 3 подается в корпус редукционного клапана 4, размещенного внутри бака 1. Из корпуса клапана часть жидкости через кран ограничения расхода 5 подается в гидротормоз 6, а часть, преодолев усилие клапанной пружины, поступает обратно в бак, замыкая малый контур циркуляции (штриховые стрелки). Параметры системы подобраны так, что на любом рабочем режиме установки производительность насосов 3 значительно превышает необходимый расход жидкости через гидротормоз 6. С помощью клапана 4 поддерживается постоянное избыточное давление жидкости перед краном ограничения расхода 5, что необходимо для нормальной работы гидродинамического тормоза. Величина этого давления ($0,25-0,35 \text{ кг/см}^2$) обуславливается натяжением пружины клапана. Расход жидкости через радиаторы значительно превышает ее расход через гидротормоз. Благодаря этому перепад температур жидкости в гидротормозе может быть в несколько раз больше обусловленного радиаторами максимального температурного перепада (8°).

В связи с этим малый (охлаждающий) контур системы охлаждения тормозной установки может обеспечить сколь угодно длительную работу тормозной установки на номинальном режиме (450 л. с.) при температуре окружающего воздуха по крайней мере до 40° .

Большой (питающий) контур (сплошные стрелки) системы охлаждения начинается в корпусе клапана 4 (рис. 2), откуда жидкость по трубопроводу через кран 5 поступает в гидротормоз 6. Перед входом в гидротормоз питательные трубы имеют разрыв для подсоса воздуха в круг циркуляции, что необходимо для нейтрализации насосного действия тормоза и обеспечения устойчивой его работы.

Жидкость, вытекающая из тормоза, попадает в дополнительный (компенсационный) бак 7, имеющий емкость 23 л, откуда она центробежным насосом 8 откачивается в бак 1. В баке 1 горячая жидкость из тормоза смешивается с холодной жидкостью из радиаторов, теряя свою температуру.

К органам управления тормозной установкой относятся ры-

чаг переключения передач режимной коробки передач, штурвал регулировочных заслонок тормоза и три регулировочных крана, установленных в трех параллельно расположенных питательных трубах тормоза. Штурвалом регулировочных заслонок 9 осуществляется предварительное (грубое) регулирование тормозного момента тормоза, регулировочными кранами— более точное.

Приборами контроля работы тормозной установки служат манометр давления жидкости на входе в тормоз 10, два термометра 11 УК-16, один из которых показывает температуру жидкости на входе в тормоз, другой на выходе; тахометр, показывающий числа оборотов ротора тормоза; стрелочный прибор «Скорость», указывающий скорость в км/ч, при которой проводятся испытания (подсоединен к «пятому» колесу); стрелочный прибор «Сила тяги», присоединенный к тяговому звену и показывающий силу тяги на крюке испытуемого автомобиля.

Все приборы контроля, за исключением манометра давления жидкости на входе в тормоз, смонтированы на специ-

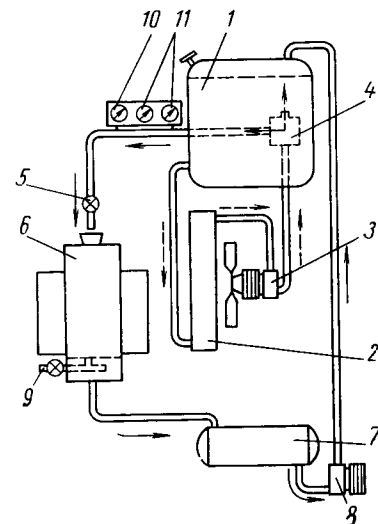


Рис. 2. Принципиальная схема системы питания и охлаждения гидротормоза

альном щитке контрольных приборов, расположенном с правой стороны оператора.

Чтобы уменьшить сопротивление движению динамометрической машины при работе на различных грунтах, а также повысить ее сцепные качества на тормозном режиме и проходимость при движении своим ходом, на задних колесах установлены арочные шины. Испытания динамометрической машины показали, что в результате применения арочных шин не только уменьшается сопротивление ее движению и увеличиваются тяговые возможности на мягких грунтах (пахоте, песке и т. п.) в 2—4 раза, но и существенно снижается чувствительность машины к неровностям и неоднородности грунта.

Передний буфер динамометрической машины значительно упрочнен по сравнению с буфером базового автомобиля и снабжен пальцем для крепления тягового звена. Наличие на буфере дополнительного буксирного крюка позволяет при необходимости изменять точку приложения тормозной силы по высоте. В комплект оборудования машины входят жесткий буксир и гибкий трос. Когда необходимо иметь определенный угол наклона тормозной силы, гибкий трос может быть отрегулирован по длине специальной скобой-зажимом.

Тяговая лебедка предназначена для определения сопротивления буксированию испытуемых изделий на минимальной скорости. При этом испытуемое изделие подтягивается через блок к заторможенной ручным тормозом динамометрической машине, а крюк троса прикрепляется к тяговому звену, установленному на буфере машины. Тормозная гидродинамическая установка и регистрирующая аппаратура смонтированы внутри кузова-фургона.

Связь с испытуемым изделием осуществляется посредством многожильного кабеля, для обеспечения связи оператора с водителями изделия и динамометрической машины применено двустороннее переговорное устройство.

В комплект измерительной аппаратуры входят: два осциллографа К-12-21, работающих синхронно; усилитель 8АНЧ-7М с блоком питания; контактные электрочасы МЧ-62; «пятое» колесо с датчиками типа «прерыватель» и тахогенератором для

измерения пути и скорости движения; комплект тензометрических тяговых звеньев на максимальные тяговые усилия 100, 500, 1500, 3000, 6000 и 10000 кг, комплект концевых и проходных токосъемников для измерения крутящих моментов в трансмиссии; комплект индуктивных отметчиков оборотов колес и карданных валов; датчик типа «прерыватель» для определения числа оборотов двигателя испытуемого изделия; устройство для автоматической записи величины динамического радиуса колеса испытуемого изделия.

Основным источником питания тензоаппаратуры является зарядная станция АВ-1-0230 мощностью 1 кВт, укрепленная снаружи кузова на специальном подрамнике. Кроме того, имеются две дополнительные аккумуляторные батареи 6СТ-128. Для поддержания постоянства напряжения тока 220 в, вырабатываемого зарядной станцией, применен стабилизатор СНЭ 220-075, для преобразования переменного тока в постоянный — однофазный двухполупериодный селеновый выпрямитель ВСА-111А.

В дополнительное оборудование динамометрической машины входят: выпрямитель для подзарядки аккумуляторов, приспособление для проявления осциллограмм, слесарный верстак, спальные места для экипажа, газовая плита для отопления кузова, подогрева воды при фотоработах и т. п., баллон с сжатым газом.

Полный вес машины с балластом составляет 14 т, экипаж — 2 человека (водитель и оператор). Максимальная скорость при движении своим ходом 55 км/ч, запас хода по шоссе — 900 км.

Динамометрическая машина НАМИ-СДМ-01 использовалась в различных условиях торможения на протяжении более чем 1000 мото-ч и оказалась надежной и удобной в эксплуатации. Она отличается исключительно высокой стабильностью торможения, сравнительно дешева в изготовлении.

Благодаря возможности одновременной работы тягового двигателя и тормозной установки машина может использоваться также и для испытания грузовых автомобилей малой грузоподъемности.

УДК 629.113.056.2

Электронный тахометр «Этап-2»

Канд. техн. наук А. А. КОРАБЕЛЬНИКОВ, Е. Л. РАМИИ

ВНИИКоммунмаш

СУЩЕСТВУЮЩИМ электронным тахометрам присущи такие признаки:

1. Известные приборы работают на принципе регистрации первичных импульсов в системе зажигания и подключаются непосредственно к элементам этой системы: индукционной катушке; прерывателю-распределителю и т. п.

2. Подключение приборов допустимо только при неработающем двигателе и связано с выполнением большого количества операций, которые в общей сложности отнимают значительное время.

3. Ненормированность приборов может нарушить работу системы зажигания.

4. Подключение тахометров доступно лицам, имеющим специальную подготовку.

В лаборатории измерений ВНИИКоммунмаша был разработан и изготовлен электронный тахометр «Этап-2» (рис. 1), использующий также принцип регистрации числа импульсов в системе зажигания, однако свободный от недостатков, перечисленных в пп. 2, 3, 4. При разработке прибора были положены в основу следующие требования:

1) возможность подключения прибора к работающему двигателю без его остановки;

2) простота и удобство подключения прибора, возможность подключения и обслуживания персоналом, не имеющим специальной подготовки;

3) прибор должен подключаться к сети с напряжением 12 в;

4) наряду с возможностью визуальной регистрации прибор должен позволять непрерывную запись процесса изменения скорости вращения автомобильного двигателя на ленту осциллографа.

Тахометр «Этап-2» может быть подключен не только к элементам системы зажигания, но и к любой точке бортовой сети автомобиля, находящейся под напряжением 12 в. Наиболее удобной точкой подключения оказывается розетка под перенос-

ную лампу, которой оснащено большинство современных автомобилей.

Испытания, проведенные на группе отечественных автомобилей (ГАЗ-63, ГАЗ-51; «Волга», ЗИЛ-130, ГАЗ-66), показали, что амплитуда импульсов напряжения на розетке для переносной лампы имеет величину порядка 100 мВ. Характерной особенностью импульсов напряжения является то, что они представляют собой затухающую по амплитуде синусоиду с периодом около 30 мсек. Такие параметры импульсов позволяют не применять специальный формирователь и облегчают условия пуска измерительного устройства.

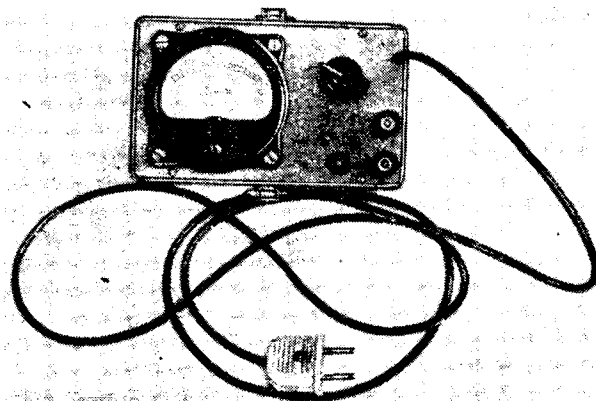


Рис. 1. Внешний вид электронного тахометра «Этап-2»

Схема разработанного измерительного устройства приведена на рис. 2. Тахометр подключается к автомобильной розетке 12 в двумя проводами. Импульсы отделяются от постоянной составляющей при помощи конденсатора C_1 и поступают на базу усилительного транзистора T_1 . После усиления импульсы через цепочку C_2, R_6, D_3 пускают ждущий мультивибратор, собранный на транзисторах T_2 и T_3 . Кремниевый диод D_4 ограничивает уровень помех, поступающих на базу правого триода мульт-

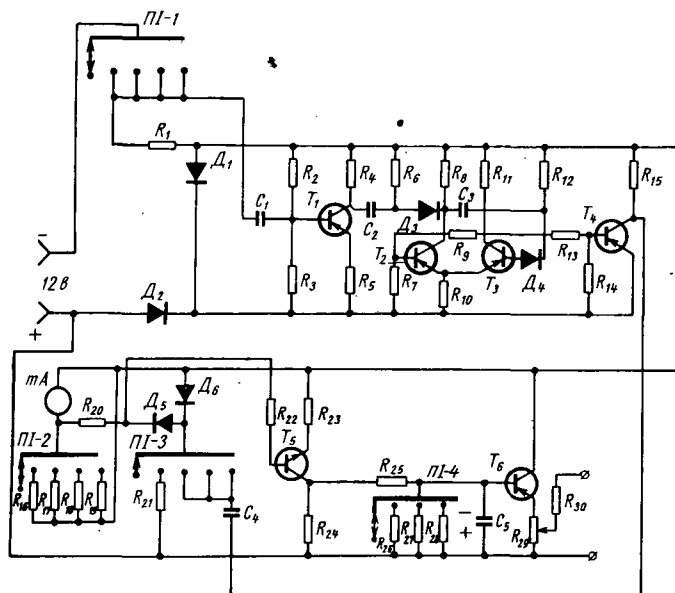


Рис. 2. Принципиальная схема тахометра

тивибратора. Длительность импульса мультивибратора определяется величинами емкости C_3 и сопротивления резистора R_{12} :

$$\tau = \frac{1}{2f_{\max}} = 1,9 \text{ мсек},$$

где $f_{\max}$ — максимально возможная частота следования импульсов у автомобильных двигателей в гц.

Число импульсов в системе зажигания можно определить по формуле

$$f = \frac{niz}{60},$$

где n — число оборотов коленчатого вала в минуту;

i — число цилиндров;

z — показатель тактности (для двухтактного двигателя простого действия $z=1$, для четырехтактного

$$z = \frac{1}{2}).$$

Поскольку прибор рассчитывался для работы с двигателями, имеющими четыре, шесть, восемь цилиндров, $z = \frac{1}{2}$ и скорость вращения до 4000 об/мин, то максимальные частоты следования импульсов составляют: для четырехцилиндрового $f_4 = 133$ гц; для шестицилиндрового $f_6 = 200$ гц, для восьмицилиндрового $f_8 = 266$ гц.

Данные частоты являлись контрольными при настройке тахометра по звуковому генератору. Лучшей температурной стабильностью обладает конденсаторная схема частотомера, которая собрана на транзисторе T_4 , устраняющем влияние частотомера на мультивибратор, конденсаторе C_4 , диодах D_5, D_6 и микроамперметре М365. Элементами настройки являются резисторы $R_{16}-R_{19}$, шунтирующие микроамперметр. С резистора R_{20} импульсное напряжение подается на схему записи, собранную на транзисторах T_5 и T_6 .

Сигнал постоянного тока снимается с выхода эмиттерного повторителя на транзисторе T_6 и через резистор R_{30} может быть подан на гальванометр. Максимальный выходной ток, соответствующий крайним точкам диапазонов, составляет 0,6 ма.

В положении переключателя «Тар» стрелка микроамперметра устанавливается на среднем делении и устройство записи выдает контрольный сигнал, соответствующий максимальным числам оборотов на принятом диапазоне.

Питание прибора осуществляется непосредственно от автомобильной сети, правильность подключения к которой обеспечивается благодаря наличию диода D_2 (при неправильной полярности подключения в положении переключателя «Тар» стрелка остается на нулевом делении). Независимость показаний прибора от величины напряжения аккумуляторных батарей достигается за счет использования параметрического стабилизатора на стабилитроне Д 814В.

Использование в качестве исходных сигналов, существующих во всей системе электрооборудования автомобиля, сделало возможным при работе с автомобилями, имеющими различную полярность массы, пользоваться единой шкалой индикатора-тахометра.

Тахометр «Этап-2» был подвергнут как лабораторным, так и натурным испытаниям. В процессе лабораторных испытаний определялась линейность характеристики прибора и выяснялись температурные погрешности. Контрольные сигналы подавались на базу транзистора T_1 от звукового генератора ГЗ-1 при помощи специального устройства, формирующего острые импульсы. Регистрировались показания индикатора и ток на выходе узла записи в зависимости от частоты.

Измерения, выполненные на каждом из трех диапазонов, показали, что отклонения от линейности не превосходят 1%.

Натурные испытания проводились на двигателе ГАЗ-63 и заключались в сравнении показаний прибора с показаниями строботометра СТ-5. Испытания показали, что погрешность измерения числа оборотов двигателя не превосходит 1% при температуре 25°. Дополнительная погрешность при изменении температуры от -10 до 30° лежит в пределах 0,5%.

С помощью тахометра «Этап-2» осуществлялись контрольные измерения, скорость вращения двигателя у ряда отечественных автомобилей (ГАЗ-63, ГАЗ-51, «Волга», ЗИЛ-130, ГАЗ-66). Эти измерения показали, что помимо контроля скорости вращения двигателя прибор дает возможность косвенным образом судить о работе системы зажигания. При нечеткой работе элементов системы зажигания наблюдаются вибрации стрелки индикатора.

УДК 629.113.012.61.001.24

Исследование и расчет напряженного состояния ободьев колес грузовых автомобилей

Канд. техн. наук И. В. БАЛАБИН

Центральный научно-исследовательский автомобильный полигон ИАМИ

ОБОД автомобильного колеса относится к классу тонкостенных оболочек вращения. Воздух, находящийся под давлением внутри шины, подвергает оболочку действию внешних сжимающих сил, симметричных относительно оси вращения и имеющих сложный закон распределения по длине ее образующей [1].

3—4545

Расчет такой оболочки, если учитывать ее многократную статическую неопределенность, а также сложность самого профиля обода и характера нагрузки, представляет значительную трудность. Однако, принимая во внимание присущие ободам колес грузовых автомобилей конструктивные особенности и анализируя характер действующей на обод нагрузки, представ-

ляется возможным данную задачу существенно упростить и получить при этом вполне удовлетворительную с точки зрения технических расчетов точность результатов.

Примем в качестве расчетной схему, показанную на рис. 1, а. При анализе напряженного состояния данную оболочку вращения целесообразно представить состоящей из кольца, воспринимающего внешнюю нагрузку интенсивности $q(S)$ [1], и цилиндрической оболочки BD , которая, исходя из геометрических размеров и условий нагружения, может быть разделена на участки длинной оболочки CD , испытывающей равномерную внешнюю нагрузку интенсивности p , и короткой оболочки BC , свободной от внешней нагрузки.

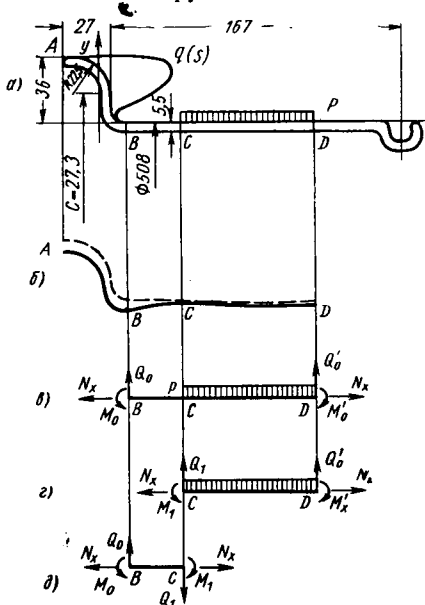


Рис. 1. Расчетная схема обода:
а — поперечное сечение; б — бортовая закраина; в — цилиндрическая часть; г — длинная оболочка; д — короткая оболочка

Для участка длинной цилиндрической оболочки, находящейся под равномерной нагрузкой, в качестве решения известного дифференциального уравнения четвертого порядка относительно функции перемещения ω [2] применено решение, основанное на раздельном для каждого из краев оболочки определении постоянных интегрирования, которое для данного случая принимает вид

$$\omega = e^{-\beta x} (C_1 \sin \beta x + C_2 \cos \beta x) + \frac{p \delta^2}{E \delta} \left(1 - \frac{\mu N_x}{p \delta^2} \right), \quad (1)$$

где e — основание натурального логарифма;

C_1, C_2 — постоянные интегрирования;

ρ, δ — радиус и толщина оболочки;

p — внешняя нагрузка, соответствующая внутреннему давлению воздуха в шине, в атм;

N_x — осевое усилие, численно равное горизонтальной составляющей N^p нагрузки $q(S)$, действующей на бортовую закраину обода;

β — параметр, зависящий от размеров сечения цилиндра;

μ, E — коэффициент Пуассона и модуль упругости материала;

x — текущая координата.

Параметр

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\delta(1-\mu^2)}{\rho^2 E^2}}. \quad (2)$$

На участке короткой цилиндрической оболочки решение упомянутого дифференциального уравнения целесообразно представить в гипертригонометрических функциях А. Н. Крылова [3], которые в данном случае запишутся так:

$$\omega = A_1 V_1(\beta x) + A_2 V_2(\beta x) + A_3 V_3(\beta x) + A_4 V_4(\beta x) - \frac{\rho \mu N_x}{E \delta}, \quad (3)$$

где

$$V_1(\beta x) = \operatorname{ch}(\beta x) \cos(\beta x);$$

$$V_2(\beta x) = \frac{1}{2} [\operatorname{ch}(\beta x) \sin(\beta x) + \operatorname{sh}(\beta x) \cos(\beta x)];$$

$$V_3(\beta x) = \frac{1}{2} \operatorname{sh}(\beta x) \sin(\beta x);$$

$$V_4(\beta x) = \frac{1}{4} [\operatorname{ch}(\beta x) \sin(\beta x) - \operatorname{sh}(\beta x) \cos(\beta x)];$$

A_1, A_2, A_3, A_4 — постоянные, значения которых определяются исходя из граничных условий.

На участке бортовой закраины, которую рассматриваем как кольцо, радиальные и угловые перемещения, необходимые для составления условия совместности деформаций, определяем по известным формулам С. П. Тимошенко [4], оказывающимся вполне пригодными при учете геометрических размеров бортовой закраины (отношение размеров поперечного сечения к диаметру менее чем 1 : 10).

Задаваясь геометрическими размерами обода и решая задачу при совместном рассмотрении отдельных составных частей, на которые условно разбита заданная оболочка, можно получить зависимости для начальных значений изгибающего момента M_0 и поперечной силы Q_0 , действующих в наиболее нагруженном сечении, расположенном на границе сопряжения посадочной полки и бортовой закраины обода.

Применительно к ободу 6,00Т-20, имеющему толщину стенки $\delta = 0,55$ см, радиус цилиндрической части $\rho = 25,1$ см, длину посадочной полки $k = 4,0$ см, и размеры бортовой закраины, показанные на рис. 1, получены следующие соотношения:

$$M_0 = 0,572 M^p + 0,079 Q^p + 0,422 p - 0,005 N_x; \quad (4)$$

$$Q_0 = 0,225 M^p - 0,119 Q^p - 0,201 p + 0,008 N_x, \quad (5)$$

где Q^p — суммарная радиальная составляющая нагрузки $q(S)$, действующей на бортовую закраину обода;

M^p — суммарный крутящий момент от этой же нагрузки относительно центра тяжести бортовой закраины обода.

Q^p вычисляется по выражению, приведенному в работе [1]. Величина M^p определяется также путем отдельного рассмотрения момента на плоском и тороидальном участках бортовой закраины с последующим суммированием. Окончательное выражение для M^p имеет вид

$$M^p = \frac{h r^2}{\varphi} \int_0^{\varphi_1} q(\varphi) \sin(\varphi - \gamma) \cdot \left(\frac{r'_0}{r} + \sin \varphi \right) d\varphi - \frac{1}{\rho} \int_{\rho_2}^{r'_0} q(R) \cdot (c - R) dR + N_x (c - \rho), \quad (6)$$

где $q(\varphi), q(R)$ — функции нагрузки соответственно для тороидальной и плоской частей бортовой закраины;

φ, R — текущие значения угла и радиуса, по которым ведется интегрирование на тороидальном участке бортовой закраины;

r'_0, r — радиус осевой окружности и наружный радиус сечения тороидальной части бортовой закраины обода;

h — расстояние между центром сечения тора и центром тяжести сечения бортовой закраины;

γ — угол, под которым наклонен отрезок h к горизонтالي;

c — радиус центра тяжести сечения закраины;

ρ_2, φ_1 — соответственно наименьший радиус в момент приложения (начала) распределительной нагрузки на плоском участке и наибольший угол при конце приложения определенной нагрузки для тороидального участка.

Подставив величины внешних силовых факторов M^p, Q^p и N_x , вычисленных применительно к какому-то давлению p воздуха в шине, определим M_0 и Q_0 , после чего можем определить

по выражению (3) радиальное перемещение ω для любого сечения посадочной полки в зависимости от текущего значения x , отсчитывая последний справа налево от сечения C (рис. 1). Продифференцировав это выражение дважды, получим зависимость для определения изгибающего момента M_x в пределах посадочной полки:

$$M_x \frac{d^2 \omega}{dx^2} = \beta^2 D [-4A_1 V_3(\beta x) - 4A_2 V_4(\beta x) + A_3 V_1(\beta x) + A_4 V_2(\beta x)], \quad (7)$$

где D — цилиндрическая жесткость.

Величина

$$D = \frac{E \delta}{12(1-\mu^2)}. \quad (8)$$

В цилиндрической части обода радиальные перемещения для текущего значения x , которое здесь отсчитывается слева направо от посадочной полки, определяем по выражению (1) с заменой постоянных C_1 и C_2 через краевые значения M_1 и Q_1 , а продифференцировав дважды это выражение, найдем зависимость для расчета изгибающего момента M_x в цилиндрической части обода. В результате получим

$$\omega_x = \frac{M_1}{2D\beta^2} e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + \frac{Q_1}{2D\beta^3} e^{-\beta x} \cos \beta x - \frac{P \rho^2}{E \delta} \left(1 + \frac{\mu N_x}{P \rho}\right); \quad (9)$$

$$M_x = \frac{d^2 \omega}{dx^2} = M_1 e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) + \frac{1}{\beta} Q_1 e^{-\beta x} \sin \beta x. \quad (10)$$

Пользуясь известными соотношениями для цилиндрических оболочек [2], можем определить изгибающий момент M_x , силу N_x , а затем и величину поперечных σ_x и кольцевых σ_y напряжений, действующих в пределах посадочной полки и цилиндрической части обода.

Определение M_x на участке бортовой закраины обода выполняется методом последовательных сечений и рассмотрения равновесия отсеченной части при условии, что угол ее поворота равен углу поворота всего сечения бортовой закраины, что вытекает из принятого допущения об отсутствии деформации бортовой закраины при деформации.

Зная момент M_x , можно определить напряжения σ_x , а затем и σ_y по известным формулам С. П. Тимошенко [4].

На рис. 2 сплошными линиями нанесены кривые M_x , σ_x и σ_y , построенные для внутренней поверхности обода 6,00Т—20 при давлении воздуха в шине 6 атм. Анализ этих кривых показывает, что напряжения по ширине обода распределены неравномерно; наиболее нагруженными участками обода являются область перехода бортовой закраины в посадочную полку по поперечным напряжениям σ_x и край бортовой части по кольцевым напряжениям σ_y . Цилиндрическая часть обода испытывает очень незначительные как поперечные, так и кольцевые напряжения.

Как видно из анализа выражения (4), основным силовым фактором, определяющим величину M_x , является крутящий момент M^p , влияние членов, учитывающих радиальную силу Q^p , значительно меньше, а членов, учитывающих распределенное по цилиндрической части обода давление p и N_x , совсем незначительно и не превышает 5% величины M_x . При этом влияние члена, содержащего N_x , вообще ничтожно и не превышает долей процента. Член, учитывающий нагрузку p , в общем балансе силовых факторов приобретает заметную величину лишь при достаточном удалении от бортовой закраины. Напротив, влияние M^p при удалении от бортовой закраины резко уменьшается. Используя это обстоятельство, можно существенно упростить расчет, так как при определении M_0 можно пренебречь влиянием N_x и p , а следовательно, исключить из рассмотрения участок короткой цилиндрической оболочки.

Тогда, рассматривая совместно участки бортовой закраины и цилиндрической части обода, на которой действием нагрузки p пренебрегаем, можем получить выражения для M_0 и Q_0 в общем виде:

$$M_0 = \frac{M^p + \frac{\xi x}{1+2a\beta} (a - ef) Q^p}{1 + \beta ef(2-f) + a\beta\xi}; \quad (11)$$

$$Q_0 = \xi \left(\beta M_0 - \frac{x}{1+2a\beta} Q^p \right), \quad (12)$$

где

$$x = \frac{d}{b};$$

$$b = 6F(1-\mu^2);$$

$$e = \frac{b}{\beta d};$$

$$d = \rho C \beta^3 \delta^3;$$

$$\xi = \frac{1+2a\beta}{1+a\beta+x};$$

$$f = \frac{J_y}{F};$$

a — расстояние от центра тяжести бортовой закраины до плоскости действия силы N_x (рис. 1);

F — площадь сечения бортовой закраины обода;

J_y — момент инерции площади сечения закраины относительно оси y (рис. 1).

Выражение (11) дает возможность определить величину M_0 , действующего в одном из наиболее опасных сечений обода, подставляя значения M^p и Q^p и коэффициентов, которые определяются геометрией заданного обода.

Вычислив значения M_0 и Q_0 , определяем величины ω и M_x в различных сечениях цилиндрической части обода, пользуясь соответственно выражением (9) без последнего члена и выражением (10) с заменой M_1 и Q_1 на M_0 и Q_0 . В остальном расчет проводится аналогично тому, как это было показано выше. На рис. 2 приведены кривые (штриховые линии) изгибающего мо-

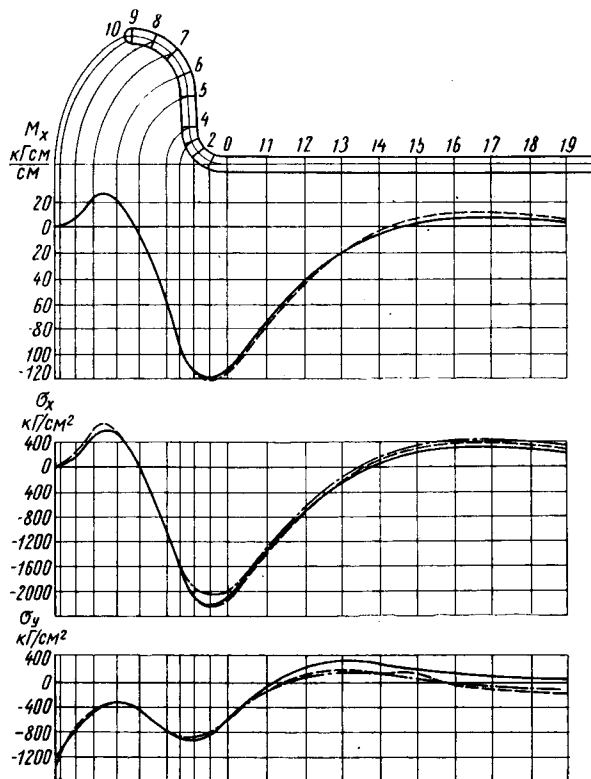


Рис. 2. Графики M_x , σ_x и σ_y для внутренней поверхности обода 6,00Т—20 и шины 260—20

мента M_x , поперечных σ_x и кольцевых σ_y напряжений применительно к внутренней поверхности обода 6,00Т—20, построенные с применением формул (11) и (12). Сопоставление этих кривых с кривыми, полученными на основании предыдущего решения (сплошные линии), которое было выполнено с учетом действия всех силовых факторов, показывает незначительные

их расхождения в цилиндрической части обода на достаточном удалении от бортовой закраины, что является закономерным обстоятельством, так как при выводе формул (11) и (12) не учитывалось давление, воспринимаемое цилиндрической частью обода от шины. Это расхождение может быть легко исправлено, если воспользоваться элементарными формулами безмоментной теории оболочек [5], которые при достаточном удалении от края будут вполне справедливы, потому что здесь влияние момента оказывается ничтожным. Однако принимая во внимание незначительность напряжений цилиндрической части обода и то, что ошутимое расхождение имеют только кольцевые напряжения σ_y , можно пренебречь этим несоответствием, которое практически никак не скажется на прочности обода.

С помощью зависимостей (11) и (12) и методики, изложенной выше, проведено исследование напряженного состояния конструкции уширенного обода 7,0—20, имеющего пятиградусные конические посадочные полки и переменную толщину профиля.

Обод спроектирован в ЦКТБ колесного производства для грузового автомобиля ЗИЛ-130 и предназначен также для шины 260—20, как и обод 6,00Т—20.

Профиль обода 7,0—20 (рис. 3) имеет усиление тех зон, которые претерпевают максимальные напряжения: край бортовой части и радиус перехода бортовой закраины в посадочную

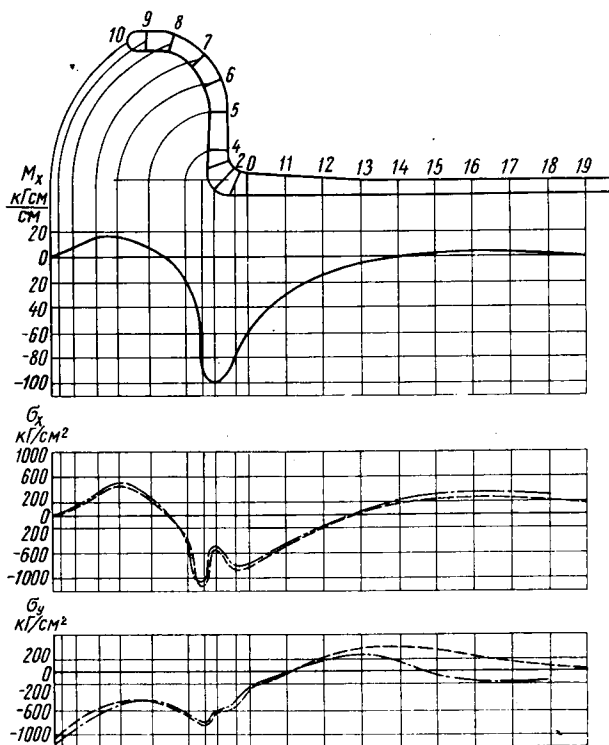


Рис. 3. Графики M_x , σ_x и σ_y для внутренней поверхности обода 7,0—20 и шины 260—20

полку. Зоны профиля, свободные от действия высоких напряжений, например, середина бортовой закраины и цилиндрическая часть, выполнены со значительно меньшей толщиной.

Анализируя кривые напряжений обода 7,0—20, показанные на рис. 3 штриховыми линиями, можно сделать вывод о том, что усиление края бортовой части и области перехода закраины в полку позволило в значительной степени уменьшить напряженность обода. Так, величина максимальных поперечных напряжений для области перехода бортовой закраины в полку заметно снизилась и составляет 870 кг/см^2 вместо 2093 кг/см^2 для аналогичного сечения обода 6,00Т—20.

Цилиндрическая часть обода 7,0—20, будучи выполнена со значительно меньшей толщиной $\delta = 4,8 \text{ мм}$ вместо $\delta = 5,5 \text{ мм}$ на обод 6,00Т—20, остается по-прежнему мало напряженной.

Рассматривая кривые σ_y , можно заключить, что их величина тоже уменьшилась, а максимальное значение этих напряжений, расположенное на наружной кромке бортовой закраины, составляет 913 кг/см^2 против $1284,0 \text{ кг/см}^2$ на обод 6,00Т—20.

Расчетные зависимости, лежащие в основе предложенного метода расчета, проверялись путем измерения главных деформаций с помощью проволоочных тензометров, которые наклеивались на внутренние поверхности ободьев в виде крестообразных розеток. На рис. 2 и 3 штрих-пунктирными линиями нанесены кривые поперечных σ_x и кольцевых σ_y напряжений, которые построены по результатам измерений деформаций, возникающих в ободьях от действия внутреннего давления воздуха в шине 260—20, равного 6 атм .

Сопоставляя расчетные и экспериментальные кривые поперечных напряжений, можно отметить, что в наиболее нагруженной зоне профиля — в области перехода бортовой закраины в посадочную полку — расчет дает несколько завышенное значение напряжений по сравнению с реальными, однако эта разница незначительна и не превышает 6%.

В области средней части бортовой закраины и на цилиндрическом участке обода расчетные напряжения, напротив, оказываются несколько меньшими.

Расхождение кривых в цилиндрической части при необходимости может быть легко исправлено, однако надобность в этом отпадает ввиду незначительности абсолютной величины напряжений, которые практически не оказывают никакого влияния на несущую способность обода.

Рассмотрев кривые кольцевых напряжений σ_y , видим, что наибольшее расхождение между расчетными и экспериментальными значениями, не считая цилиндрической части, наблюдается в области края бортовой части обода.

Этим расхождением порядка 6—8% можно также пренебречь, тем более, что указанная область, свободная от действия поперечных напряжений, не представляет опасности с точки зрения прочности обода.

Таким образом, применение профиля переменной толщины с усилением таких участков, как радиус перехода бортовой закраины в полку и наружный край борта, является эффективным мероприятием, направленным на увеличение несущей способности обода при одновременном снижении веса конструкции. Особенно полезным является усиление наружного края борта, так как это способствует увеличению момента инерции сечения бортовой закраины J_y , от которого в сильной степени зависит величина M_0 .

Кроме того, усиление краевой части борта положительно сказывается на улучшении защиты обода от боковых ударов, неизбежных при движении автомобиля по неусовершенствованным дорогам и пересеченной местности. Существенное влияние на напряженность обода оказывает и ширина бортовой закраины, от которой также зависит момент инерции J_y . В этой связи тенденция к уменьшению ширины бортовой закраины на расширенных ободьях с точки зрения прочности нецелесообразна и может быть оправдана стремлением защитить обод от боковых ударов, так как с увеличением ширины обода эта опасность возрастает.

Предлагаемый метод расчета позволяет с достаточной точностью рассчитать профиль обода колеса грузового автомобиля в зависимости от действующей на него нагрузки, обусловленной заданным рабочим давлением воздуха в шине.

Применение изложенного метода расчета дает возможность существенно упростить процесс проектирования ободьев колес грузовых автомобилей и избежать необходимости проведения большого объема экспериментальных работ, связанных с отработкой оптимального сечения профиля, что будет способствовать сокращению затрат при внедрении каждого нового обода в производство.

Можно сделать анализ нескольких вариантов профиля обода и выбрать оптимальный с точки зрения наиболее рационального распределения металла, а это, учитывая современные масштабы отечественного производства колес, даст существенную экономию металла, исчисляемую несколькими десятками тысяч тонн ежегодно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Балабин И. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 10.
2. Бояршинов С. В. Сб. «Расчеты на прочность в машиностроении», Машгиз, 1960.
3. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. Госфизматгиздат, 1963.
4. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Т. 2, Гостехиздат, 1946.
5. Флюгге В. Статика и динамика оболочек. Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1961.

Исследование устойчивости движения управляемых колес автобусов с пневматическими подвесками

Канд. техн. наук Р. А. АКОПЯН

Львовский политехнический институт

ОПРЕДЕЛЕНИЕ оптимальных параметров подвески и автобуса, при которых наряду с высокой плавностью хода обеспечиваются малые амплитуды колебаний колес относительно шкворней, является актуальной задачей.

С учетом новейших исследований в области взаимодействия пневматика колеса с поверхностью дороги получены уравнения устойчивости, уточняющие соответствующие равенства в работе [1].

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\psi} + \varepsilon_{\psi} \dot{\psi} + E_{\psi} \psi + D_{\psi} v_a \dot{\theta} + H_{\psi} \theta &= 0 \\ \ddot{\theta} + \varepsilon_{\theta} \dot{\theta} + E_{\theta} \theta - D_{\theta} v_a \dot{\psi} + H_{\theta} \psi &= 0 \end{aligned} \right\}; \quad (1)$$

$$D_{\psi} = \frac{1}{J_{\psi}} \frac{i_{\kappa}}{r_{\kappa}} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{S}{v_a} \frac{r_{\kappa}}{i_{\kappa}} h \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{n}} \right);$$

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{1}{J_{\theta} + \frac{a^2}{r_{\kappa}^2} i_{\kappa}} \left[h_{\theta 1} + \frac{1}{2} \frac{S}{v_a} \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{n}} \left(\frac{\sigma}{k} + r_{\kappa} \beta \right) \right].$$

Обозначения приведены в работах [1, 4].

Вычисления показали, что движение автобуса ЛАЗ-699 с независимой подвеской управляемых колес устойчиво при любой скорости. Однако в процессе экспериментальных исследований обнаружены существенные колебания колес относительно шкворней, носящие случайный характер и нарушающие устойчивость движения. Объясняется это тем, что идеализированная автономная колебательная система с двусторонней упругой и гироскопической связями анализируется без учета многообразия внешних факторов, нелинейности характеристик подвесок, шарниров направляющих устройств, амортизаторов, шин и, наконец, изменяющихся свойств шин в динамике. Кроме того, колебания управляемых колес автомобиля в горизонтальной плоскости шкворней обусловлены конструктивными особенностями направляющего устройства подвески, рулевого управления, дисбалансом и эксцентricностью колес и шин, неодинаковой радиальной жесткостью шин в различных точках окружности и т. д.

Колебания управляемых колес автомобиля вокруг шкворней — сложный процесс, формирующийся при суммарном воздействии большого числа факторов и при различном их сочетании, не поддающихся математическому учету и образующих настолько сложную цепь причинной зависимости, что этот процесс может считаться случайным.

Для исследований устойчивости движения управляемых колес необходимы тщательные экспериментальные исследования с использованием статистических методов. В теории колебаний колес статистические методы до настоящего времени не применялись, что и вызвало необходимость начать исследования в этой области. Для установления связей между колебаниями управляемых колес вокруг шкворней и параметрами вертикальных колебаний поддрессоренной и недрессоренной масс сделана попытка применить методы математической статистики. При этом в качестве измерителей использовались средние квадратичные значения отклонения колес.

Для облегчения анализа результатов испытаний при наличии большого числа пар средних квадратичных значений исследуемых признаков правомерно (по аналогии с мгновенными значениями пар признаков) использовать теорию корреляции с целью дать качественную и, с заданной вероятностью, количественную оценки по средним квадратичным влияниям того или иного колебательного параметра на устойчивость движения колеса.

Предварительные исследования по обоснованию применимости корреляционного анализа для установления взаимосвязи средних квадратичных отклонений управляемых колес относительно шкворней со средними квадратичными ускорениями поддрессоренных и недрессоренных масс при различных коле-

бательных параметрах и условиях эксплуатации показали, что для объективной оценки должны быть построены линии регрессии с использованием выборок, полученных для одних и тех же скоростей движения.

Следовательно, большое внимание нужно обращать на скорость движения автомобиля, а не на амплитуды вертикальных перемещений колес, так как в случае резонанса (совпадение частот колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях) даже при малых вертикальных амплитудах перемещений колес устойчивость движения может быть невысокой. Поскольку уравнения регрессии служат для прогнозирования возможных значений одной переменной, когда другая принимает фиксированные значения, обосновывалась надежность такого прогнозирования, которое эквивалентно указанию доверительных интервалов, соответствующих заданной вероятности.

Для исследования механизма колебаний колес вокруг шкворней с учетом жесткостей подвесок и шин, сил сопротивления колебаниям, величин поддрессоренных и недрессоренных масс, жесткостей тяг, необходимо использовать множественную корреляционную связь на основе выборок из одновременной записи переменных.

Анализ эмпирических линий регрессии показал, что, несмотря на сложность корреляционной связи колебаний управляемых колес вокруг шкворней при различных колебательных параметрах, во многих случаях для упрощения расчетов без больших погрешностей можно применять прямолинейную корреляцию. Наличие линейной корреляционной связи между средними квадратичными значениями колебаний колес вокруг шкворней при различных колебательных параметрах подтверждается также линейными коэффициентами корреляции, средние значения которых составляют 0,62—0,86.

Для оценки влияния жесткости пневматической подвески на колебания управляемых колес вокруг шкворней проводился корреляционный анализ средних квадратичных отклонений колес, полученных при повышенной и пониженной жесткостях подвески, остальные колебательные параметры автомобиля, а также условия испытаний были неизменными.

На рис. 1, где по оси абсцисс отложены средние квадратичные значения углов отклонения управляемых колес автобуса с повышенной жесткостью подвески, а по оси ординат — с пониженной, показаны прямые регрессии, полученные для ненагруженного и нагруженного автобусов с пониженными (штриховая линия) и повышенными (сплошная линия) силами сопротивления вертикальным колебаниям. Графики показывают, что с понижением жесткости подвески средние квадратичные

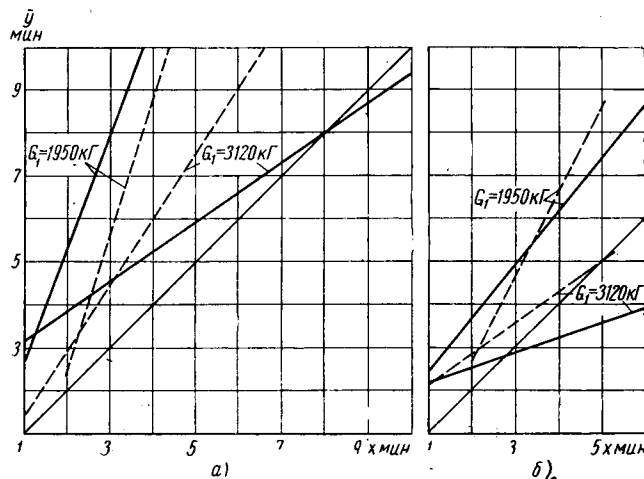


Рис. 1. Корреляционная связь между средними квадратичными значениями углов отклонения колеса относительно шкворня при повышенной и пониженной жесткостях подвески:

а — левое колесо; б — правое колесо

отклонения управляемых колес увеличиваются при любых статических нагрузках и силах сопротивления вертикальным колебаниям, так как линии регрессии расположены в основном выше координатной биссектрисы. Исключение составляет только линия регрессии нагруженного автобуса с повышенными силами сопротивления вертикальным колебаниям, которая при некоторых условиях проходит ниже биссектрисы как для левого, так и для правого колес. Повышение жесткости подвески вызывает качественно одинаковые изменения средних квадратичных отклонений левого и правого колес, несмотря на некоторое конструктивное различие связей колес (различные угловые жесткости тяг и зазоры). Однако в количественном отношении средние квадратичные отклонения левого колеса всегда были почти в 2 раза больше отклонений правого.

Оценивая качественно влияния жесткости подвески на колебания управляемых колес вокруг шкворней по линиям регрессии, можно полагать, что с понижением жесткости подвески средние квадратичные отклонения колес ненагруженного автобуса возрастают значительно больше, чем нагруженного; причем, если повышение сил сопротивления вертикальным колебаниям в ненагруженном автобусе приводит к увеличению средних квадратичных отклонений колес, то в нагруженном автобусе — наоборот, к их уменьшению.

Результаты дисперсионного анализа влияния жесткости подвески на колебания управляемых колес вокруг шкворней в основном совпадают с выводами корреляционного.

Для оценки влияния сил сопротивления вертикальным колебаниям на колебания управляемых колес вокруг шкворней проводился корреляционный анализ средних квадратичных отклонений колес, полученных с повышенными и пониженными силами сопротивления вертикальным колебаниям при неизменных остальных колебательных параметрах автомобиля и условиях эксплуатации.

Анализ показал, что повышенные силы сопротивления вертикальным колебаниям увеличивают средние квадратичные отклонения управляемых колес при малых скоростях движения (когда обычно отклонения малы), и уменьшают — при больших. Исключение составляет только нагруженный автобус с повышенной жесткостью подвески, у которого при повышении сил сопротивления вертикальным колебаниям средние квадратичные отклонения колес несколько возрастают при любой скорости движения. Силы сопротивления вертикальным колебаниям различно влияют на колебания управляемых колес автобусов с различными жесткостями подвесок и статическими нагрузками. В ненагруженном автобусе повышение сил сопротивления более благоприятно сказывается на колебании колес при повышенной жесткости подвески, а в нагруженном автобусе — при пониженной.

Влияние жесткости шин на колебания управляемых колес автобуса оценивалось также при помощи результатов корреляционного анализа, аналогично оценке влияния жесткости подвесок и сил сопротивления вертикальным колебаниям.

Анализ линий регрессии, построенных для этого исследования, позволяет заключить, что понижение жесткости шин, как правило, увеличивает средние квадратичные отклонения управляемых колес автобуса независимо от статической нагрузки и сил сопротивления вертикальным колебаниям. Некоторое исключение составляют ненагруженный и нагруженный автобусы с повышенными силами сопротивления вертикальным колебаниям, когда с понижением давления воздуха в шинах (с 5 до 3—4 *атм*) средние квадратичные отклонения колес (при скорости движения примерно 30 км/ч и более) уменьшаются. Чем больше снижается жесткость шин, тем больше увеличиваются отклонения управляемых колес относительно шкворней.

Оценка влияния жесткости шин на колебания управляемых колес, осуществленная на основе дисперсионного анализа, подтверждает выводы корреляционного анализа. Расхождение возникло только в оценке влияния жесткости шин на колебания управляемых колес ненагруженного автобуса с повышенными силами сопротивления вертикальным колебаниям. По результатам корреляционного анализа видно, что при снижении жесткости шин соответственно давлениям (с 5 до 4 *атм*) отклонения колес при больших скоростях движения уменьшаются, а по данным дисперсионного анализа — увеличиваются.

Для оценки влияния статической нагрузки на колебания управляемых колес автобуса проводился корреляционный анализ средних квадратичных отклонений колес, полученных при статических нагрузках на переднюю подвеску 1950 и 3120 кг. При этом анализировались отдельно автобус с повышенной и с пониженной жесткостями подвесок и различными силами сопротивления вертикальным колебаниям.

На рис. 2, где по оси абсцисс отложены средние квадратичные отклонения управляемых колес ненагруженного автобуса, а по оси ординат — нагруженного, приведены прямые регрессии, полученные при различных жесткостях подвесок и различных силах сопротивления вертикальным колебаниям.

Из рисунка видно, что увеличение статической нагрузки на подвеску пониженной жесткости значительно уменьшает средние квадратичные отклонения управляемых колес. В случае установки подвески повышенной жесткости с увеличением статической нагрузки средние квадратичные отклонения колес при малых скоростях движения незначительно увеличиваются, а при больших — уменьшаются. Силы сопротивления вертикальным колебаниям при этом существенного влияния не оказывают.

Дисперсионный анализ влияния статической нагрузки на колебания управляемых колес автобуса в основном подтверждает выводы корреляционного анализа. Однако выводы по автобусу с повышенной жесткостью подвески при малых скоростях движения несколько различны.

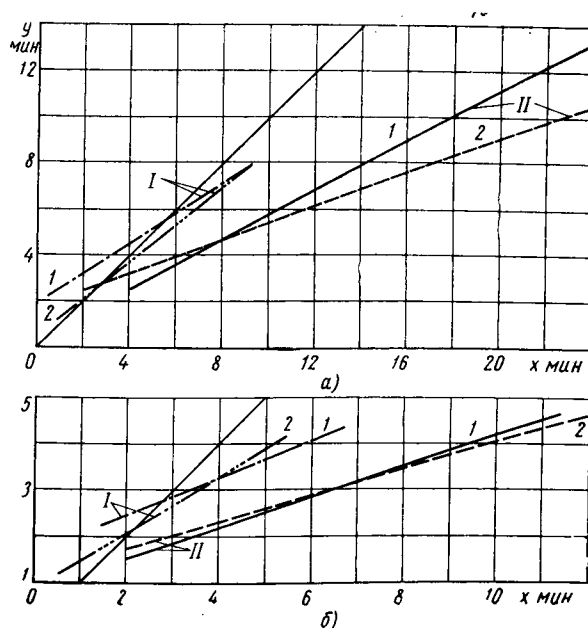


Рис. 2. Корреляционная связь между средними квадратичными значениями углов отклонения колес у ненагруженного и нагруженного автобусов:

а — левое колесо; б — правое колесо; I — подвеска повышенной жесткости; II — подвеска пониженной жесткости; 1 — повышенные силы сопротивления вертикальным колебаниям; 2 — пониженные силы сопротивления вертикальным колебаниям

По данным дисперсионного анализа с увеличением нагрузки колебания колес относительно шкворней уменьшаются, а по данным корреляционного анализа — увеличиваются (особенно в автобусе с повышенными силами сопротивления колебаниям), что объясняется средним значением переменных сил при линейной корреляции.

Таким образом, выводы, полученные в результате корреляционного анализа, позволяют оценить взаимосвязь параметров колебаний, а дисперсионный анализ показывает лишь влияние того или иного параметра колебаний на отклонение колес относительно шкворней.

Результаты дорожных испытаний подтверждают, что некоторые выводы, полученные в результате исследований, носят общий характер.

Проведенное исследование влияния различных колебательных параметров и условий эксплуатации на колебания управляемых колес вокруг шкворней автобуса с пневматической подвеской, базирующееся на статическом подходе, содержит решение реальной задачи, свободное от ограниченности аналитических методов.

Правомомерность прогнозирования на основе корреляционного анализа средних квадратичных отклонений колес относительно шкворней при тех или иных колебательных параметрах, обеспечивающих снижение колебаний, подтверждена экспериментально.

Результаты исследований показали, что для повышения устойчивости движения на нагруженный автобус ЛАЗ-699 должна устанавливаться передняя подвеска повышенной жесткости с амортизаторами и эксплуатироваться при повышенной жесткости шин управляемых колес.

Результаты, полученные при исследовании колебаний колес статистическими методами, дают основание говорить о перспективности внедрения этих выводов и самого метода в практику проектно-исследовательских работ в области устойчивости движения колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колесников К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. ГИИТЛ, М., 1955.
2. Фишер Р. А. Статистические методы для исследований. Госстатиздат, 1958.
3. Глух Б. А. Теория шимми автомобиля. «Известия НАТИ», № 1, 1935.
4. Гинцбург Л. Л. «Автомобильная промышленность», 1962, № 7.

УДК 629.114.4.001.45

Ускоренные полигонные испытания некоторых узлов грузовых автомобилей

Е. И. БУРДАСОВ, И. Е. КУХТИН, В. И. ПАВЛЕНКО, М. И. РЕЦКЕР

Центральный научно-исследовательский автомобильный полигон НАМИ

НА АВТОМОБИЛЬНОМ полигоне НАМИ ведутся работы по созданию методик ускоренных испытаний изделий автомобильной промышленности на надежность и долговечность [1].

Условия работы автомобиля — технологические, дорожные и климатические, — воздействуя на агрегаты и механизмы, в значительной степени усложняют выполнение ими своих функций. Оценить надежность и долговечность изделий и прогнозировать работу их в эксплуатации — важная и актуальная задача.

За последние годы отечественная автомобильная промышленность сделала многое в направлении увеличения долговечности и надежности выпускаемой продукции. При помощи ускоренных полигонных испытаний можно достаточно быстро осуществлять сравнительную оценку и ориентировочно прогнозировать надежность и долговечность как модернизированных, так и вновь создаваемых конструкций.

Ориентировочный характер прогноза является следствием того, что коэффициенты ускорения, полученные для деталей и агрегатов серийных автомобилей, не обязательно будут такими же для модернизированных и новых конструкций, так как изменение усталостных свойств деталей при различии спектров нагружения в сравниваемых условиях (полигон — дорога общего пользования) может привести к существенному изменению коэффициентов ускорения. Накопление данных подобного рода позволит со временем точнее определять закономерности изменения коэффициентов ускорения.

При разработке методов ускоренных полигонных испытаний автомобилей принят ряд условий, основными из которых являются:

1) отказы и неисправности, получаемые на испытательных сооружениях, должны иметь такой же характер, как и при эксплуатации;

2) конструктивные параметры сооружений должны быть стабильны;

3) форсировка нагрузочного режима деталей автомобиля должна осуществляться за счет увеличения частоты приложения максимальных нагрузок, имеющих при эксплуатации;

4) длительность испытаний, определяемая оптимальным соотношением скорости движения и объема испытаний, а также организацией движения, должна быть минимальной;

5) конструкция испытательных сооружений и режим испытаний на них должны обеспечить безопасность персонала.

Поскольку все испытательные сооружения создают направленное нагружение отдельных узлов и агрегатов автомобиля, выбор этих сооружений определяется (табл. 1) на основании опыта их эксплуатации.

Возможность проведения пробеговых испытаний на выбранных испытательных сооружениях проверяется пробными заездами, во время которых скорость постепенно повышается до максимально возможной, определяемой по субъективному восприятию нескольких водителей. При этом обращается внимание на пробои подвесок, галоупирование автомобиля, касание низко расположенных деталей и свесов поверхности дороги, уход автомобиля и другие явления, не допустимые во время длительных пробеговых испытаний.

После определения диапазона возможных скоростей осуществляется режимометрирование испытываемых узлов и агрегатов. Как правило, испытания проводятся при номинальной нагрузке, оговоренной заводской инструкцией, и при нескольких скоростях движения.

Режимометрирование проводится и на ряде характерных дорог общего пользования при эксплуатационных скоростях. Результаты используются с целью назначения такой скорости движения, чтобы нагрузки на полигоне не превышали эксплуатационных при пробеговых испытаниях, а также при анализе причин отказов и получения исходных данных для расчетов и стендовых испытаний.

Важным элементом методики испытаний является регламент работы, отдыха испытателей и осмотра испытываемого объекта. Режим работы и отдыха разрабатывается на каждый вид испытаний, а для проведения осмотра составляется технологическая карта, регламентирующая порядок и последовательность осмотра до и после смены и во время испытаний (на остановках).

Таблица 1

Испытательное сооружение	Испытываемая система								
	Рессоры и их крепление	Амортизаторы	Рулевое управление	Ступицы, диски колес	Несущие системы, кабина, кузов	Трансмиссия	Балки мостов	Трущиеся детали	Автомобиль в целом
Дорога:									
с булыжным или брусчатым покрытием	+		+				+	+	+
искусственная ухабистая грунтовая					+	+		+	
Короткие волны		+	+						
Скоростной трек						+		+	
Разворотная площадка (движение по «восьмерке»)			+	+					

Важным методическим моментом, требующим тщательного анализа, является ряд вопросов, связанных с устранением обнаруженных неисправностей и отказов. Их успешное разрешение основано на высоком диагностическом уровне определения первоначальной причины возникновения неисправности и отказа, а также на необходимости после замены детали или узла агрегата проверки регулировок или технического состояния последнего. Требуется также периодическая проверка технического состояния узлов, агрегатов и объекта в целом. Периодичность зависит от объекта испытаний и дороги, на которой они проводятся.

Решить эти вопросы оказалось возможным благодаря методическим разработкам, которые ведутся на автомобильном полигоне на основных базовых автомобилях.

Такое решение, связанное с оценкой и прогнозированием надежности и долговечности изделий автомобильной промышленности массового производства, хорошо отработанных и доведенных, по которым имеется обширный материал, полученный при эксплуатации в разнообразных условиях, дало возможность:

1) получить данные, на основании которых можно решать, какие из узлов и агрегатов целесообразно испытывать на каждой из специальных дорог полигона;

2) установить тождественность (как по месту возникновения, так и по характеру) неисправностей и отказов, возникающих во время испытаний на специальных дорогах или комплексах трассах, а также при эксплуатации;

3) установить величины пробегов до возникновения одинаковых неисправностей при испытаниях на полигоне и при эксплуатации;

4) установить коэффициенты ускорения, т. е. получить данные по эффективности испытаний на полигоне и пользоваться ими при работе над модернизированными или оригинальными конструкциями тех же узлов;

5) прогнозировать эксплуатационную долговечность испытуемого узла (на полигоне), умножая пробег (в км) до появления неисправностей или поломки на коэффициент ускорения;

6) сопоставлять накопленные данные по надежности и долговечности узлов и агрегатов серийно выпускаемых автомобилей с материалами по новым конструкциям, т. е. проводить прямое сопоставление по надежности и долговечности опытных образцов с подобными серийными.

Анализ материалов показал, что для ускоренной оценки надежности и долговечности рессор автомобилей целесообразно проводить испытания на мощной дороге полигона. Эта дорога — кольцевая протяженностью 8354 м с двумя полосами движения. Внутренняя полоса, шириной 3,5 м, вымощена довольно ровно булыжным камнем в песок. Внешняя полоса, шириной 4 м, вымощена булыжным камнем в бетон. На поверхности дороги предусмотрены две колеи, разделенные бетонной полосой. Сечение поверхности каждой колеи в продольном направлении представляет собой ряд плавно сопряженных дуг окружности, образующих бугры и впадины длиной от 1 до 4 м и высотой (глубиной) от 3 до 5 см.

При выборе микропрофиля этой полосы в качестве прототипа был взят микропрофиль участка реальной дороги с булыжным покрытием (в удовлетворительном состоянии) в районе г. Углич. Несмотря на некоторую корректировку микропрофиля прототипа дороги с целью упрощения технологии мощения обе дороги, как показали тензометрические испытания, создают примерно равноценное нагружение деталей ходовой части автомобиля.

Учитывая необходимость обеспечивать нормальные условия для работы персонала во время длительных испытаний, а также организации безопасного проведения испытаний и сопоставимости результатов, регламентировали (табл. 2) скорость движения базовых моделей автомобилей.

Таблица 2

Тип автомобиля	Скорость автомобиля в км/ч на наружной полосе		Скорость автомобиля в км/ч на внутренней полосе	
	максимальная	средняя за смену	максимальная	средняя за смену
Грузовой	45	35	60	45
Легковой:				
малолитражный	40	30–33	70	50–55
среднего класса	60	45	70	50–55
Автобус	40	33–37	60	40–45

При движении по наружной полосе мощеной дороги у всех серийных автомобилей рессоры выходят из строя значительно раньше, чем в эксплуатации. Средние пробеги до поломки листов рессор двух основных базовых грузовых автомобилей с большим годовым выпуском приведены в табл. 3.

Таблица 3

Рессора	Средний пробег автомобиля до разрушения листов рессор на мощеной дороге в км	
	Модель Б	Модель В
Передняя	7000–7500	2400–2700
Задняя	3400–3700	2400–2700
Дополнительная	800–1000	500–700

Пробег этих же автомобилей до поломки рессор в эксплуатации составляет 35–70 тыс. км в зависимости от характера использования, от дорожных условий, от уровня технического обслуживания, от квалификации водителей и от качества вождения.

На рис. 1 приведены режимы нагружения передних, задних и дополнительных рессор автомобиля модели В в виде интегральных кривых распределения числа циклов N изменения напряжений с различными амплитудами σ_a .

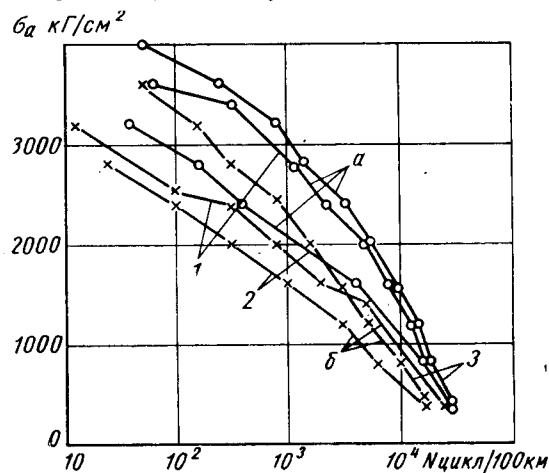


Рис. 1. Нагрузочные режимы рессор на различных дорогах полигона:

2 — профилированное булыжное покрытие; б — ровное булыжное покрытие; 1 — передняя рессора; 2 — задняя рессора; 3 — дополнительная рессора

Систематическое сопоставление нагрузочных режимов с учетом вызываемого при этом накопления усталостного повреждения и пробега до разрушения листов рессор выявило закономерность, которую можно использовать для прогнозирования долговечности рессор по нагрузочному режиму. Этот метод, однако, не устраняет необходимости испытаний, поскольку при получении усталостных характеристик возникают трудности. Кроме того, сказываются и особенности процессов нагружения малой интенсивности, поскольку усиливается влияние временного фактора [2].

Обследование режимов силового и теплового нагружения амортизаторов и сравнительные пробеговые испытания их на дорогах полигона показали, что надежность и долговечность амортизаторов при ускоренных испытаниях целесообразно оценивать на специальной дороге «короткие волны».

Специальная дорога «короткие волны» имитирует микропрофиль дорог с изношенным асфальтовым покрытием и грунтовыми дорогами, укрепленными щебнем. Она представляет собой участок длиной 1 км, выложенный бетонными плитами, с поверхностью волнообразного профиля и шагом волны 760 мм и высотой около 25 мм. На ширине 3,49 м волны расположены перпендикулярно оси дороги, а на ширине 2,27 — под углом 67° к оси дороги.

Подбором скорости движения на этой дороге можно вызвать резонансные колебания любого агрегата автомобиля.

Измерения показали, что скорость движения, при которой детали подвески, несущей системы и рулевого управления наи-

более нагружены, составляет 25—30 км/ч. На рис. 2 это показано для амортизаторов.

Для определения допустимой продолжительности безостановочного движения был исследован температурный режим амортизаторов.

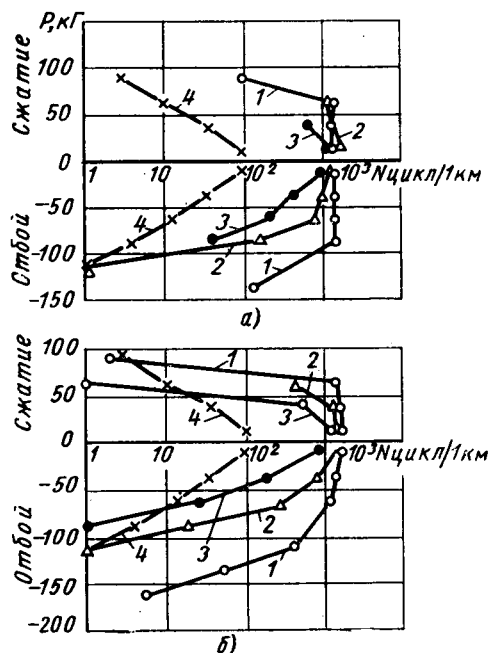


Рис. 2. Нагрузочные режимы (усилие в штоке) амортизаторов на дороге типа «короткие волны»:

а — прямые «короткие волны»; б — косые «короткие волны»; 1 — при скорости движения 20 км/час; 2 — при скорости движения 30 км/ч; 3 — при скорости движения 40 км/ч; 4 — при скорости движения 80 км/ч

тизаторов в течение рабочей смены при окружающей температуре воздуха $+25 \div +30^\circ$. Разработанный по этим результатам режим испытаний обеспечивал допустимую величину нагрева амортизаторов в пределах $100-110^\circ$.

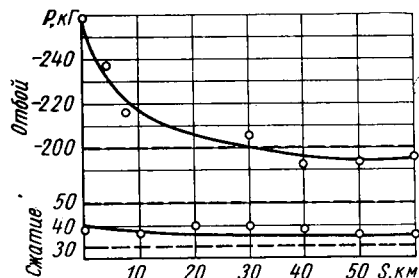


Рис. 3. Изменение рабочих характеристик амортизаторов при испытаниях на дороге типа «короткие волны» (штриховые линии — по ТУ)

В ходе пробеговых испытаний систематически контролировалось состояние амортизаторов внешним осмотром и снятием характеристик на стенде.

По результатам периодических проверок большого количества амортизаторов двух моделей построены графики средних значений (рис. 3) изменения усилий отбоя и сжатия в зависимости от величины пробега. Полученные данные показали, что в среднем за пробег 20—40 км по специальной дороге «короткие волны» усилие отбоя у амортизаторов серийных авто-

мобилей падает от 250 до 200 кг еще допускаемых техническими условиями. Причиной наделения усилия отбоя у амортизаторов обоих типов является ослабление затяжки гайки сальника штока и появление течи жидкости через сальниковое уплотнение штока.

Пробег до выхода из строя амортизаторов при эксплуатации автомобилей моделей Б и В по имеющимся данным колеблется в очень широких пределах; причем техническое состояние амортизаторов в автохозяйствах оценивается, как правило, по внешнему виду, а при монтаже их — после ремонта. Характеристики не проверяются из-за отсутствия стендов.

По данным ЭПАХ при Первом автокомбинате амортизаторы на автомобилях модели В безотказно работают 30—35 тыс. км, т. е. коэффициент ускорения при испытаниях на дороге «короткие волны» равен 1000. По данным автохозяйств, транспортирующих грузы по плохим разбитым дорогам, амортизаторы работают безотказно на автомобилях моделей Б и В при пробеге 15—20 тыс. км.

Испытания рам грузовых автомобилей в настоящее время ведутся на комплексной трассе.

Каждый цикл пробеговых испытаний равен 2200 км, из которых пробеги протяженностью по 1000 км выполняются на ровной и профилированной дорогах полигона, а пробег 200 км — по специальной ухабистой дороге, позволяющей движение со скоростью 10—15 км/ч.

На рис. 4 приведены данные по режимам нагружения поперечины рамы автомобиля модели Б на указанных выше дорогах.

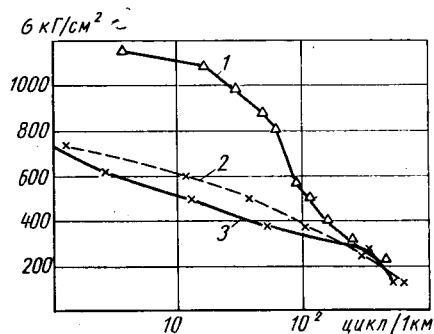


Рис. 4. Нагрузочные режимы поперечины рамы при испытаниях на специальных дорогах полигона:

1 — искусственная ухабистая дорога; 2 — мощеная дорога, внутренняя ровная полоса; 3 — наружная профилированная полоса

Они показывают, что если нагружения на мощеных дорогах полигона (ровной и профилированной) сравнительно мало отличаются друг от друга, то при пробеге по ухабистой дороге степень нагруженности поперечины резко возрастает.

Проведение пробеговых испытаний на комплексной трассе значительно ускорило появление типичных повреждений, наблюдающихся при эксплуатации.

Пробег автомобиля модели Б до появления трещин поперечины рам при испытаниях на дорогах полигона составил: 16—18 тыс. км по мощеной ровной дороге, 8—9 тыс. км по мощеной профилированной дороге, а на комплексной трассе — 2000 км по ровной мощеной дороге; 2000 км по профилированной мощеной дороге; 29 км по ухабистой дороге. По данным эксплуатации пробег составляет 40—70 тыс. км в зависимости от условий.

Работа по разработке методик ускоренных испытаний по надежности и долговечности продолжается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лаптев С. А. Автомобильные полигоны. М., Изд-во «Машиностроение», 1966.
2. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. Машгиз, 1961.

Тангенциальная деформация и скольжение пневматической шины

Канд. техн. наук В. М. КУПЦОВ

КАЧЕНИЕ колеса сопровождается тангенциальной деформацией протектора шины, смещением протектора шины относительно обода и скольжением беговой дорожки протектора шины относительно опорной поверхности. Эти параметры определяют кинематику движения пневматической шины.

Для определения тангенциальной деформации и скольжения беговой дорожки протектора шины применяем метод обращения движения (ось колеса неподвижна, основание перемещается со скоростью u_n) и рассматриваем движение эластичного колеса по абсолютно жесткому основанию (рис. 1).

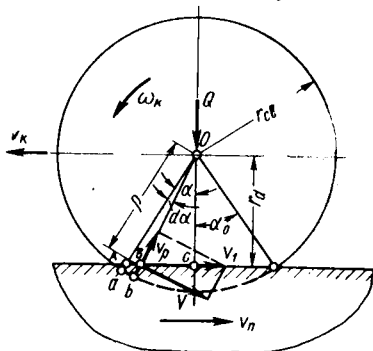


Рис. 1. Схема взаимодействия пневматической шины с твердой опорной поверхностью

Предположим, что качение колеса происходит без тангенциального смещения точки A относительно тела колеса, тогда скорость этой точки

$$v_1 = \frac{\omega_k r}{\cos \alpha} = \omega_k \frac{r_d}{\cos^2 \alpha}, \quad (1)$$

где r_d — кратчайшее расстояние от оси колеса до опорной поверхности.

В действительности при качении эластичного колеса происходит тангенциальное смещение точки A относительно плоскости контакта. Это смещение обуславливается геометрией взаимодействующих тел, а также величиной и направлением тангенциальной силы, действующей в контакте колеса с опорной поверхностью.

На участке сцепления скорости точек, лежащих на беговой дорожке протектора шины и находящихся в контакте с опорной поверхностью, постоянны и равны скорости основания.

При отсутствии скольжения точки A относительно опорной поверхности выравнивание скоростей точек колеса и основания происходит за счет тангенциального смещения беговой дорожки шины относительно обода и поэтому скорость точки A в этом случае

$$v_n = v_1 + v_{cm},$$

где v_{cm} — скорость смещения точки колеса, лежащей на опорной поверхности, относительно обода.

В случае скольжения точки A относительно опорной поверхности необходимо учесть и скорость скольжения этой точки v_{ck} . Тогда скорость колеса (опорной поверхности) в общем случае определится уравнением

$$v_k = v_1 + v_{cm} + v_{ck}. \quad (2)$$

С учетом того, что $v_k = r_k \omega_k$, для точки B (рис. 1), находящейся в центре контакта (угол $\alpha=0$), уравнение (2) будет иметь вид

$$r_k = r_d + \frac{v_{cm}}{\omega_k} + \frac{v_{ck}}{\omega_k}. \quad (3)$$

Из этого уравнения следует, что если центральная точка контакта B не смещается относительно обода колеса и не скользит относительно опорной поверхности ($\frac{v_{cm}}{\omega_k} = 0$ и $\frac{v_{ck}}{\omega_k} = 0$),

то радиус качения колеса равен кратчайшему расстоянию до опорной поверхности, т. е. $r_k = r_d$.

В технической литературе по вопросам качения эластичного колеса известны работы, в которых радиус качения определяется через тангенциальную деформацию шины. Так, В. И. Кнороз [1] считает, что на линейном участке изменение зависимости радиуса качения от тангенциальной нагрузки для тормозного колеса происходит из-за сжатия беговой дорожки шины и опре-

деляется максимальной величиной окружного сжатия элементов протектора в передней части контакта. Однако это не проверялось экспериментально. На самом деле зависимость радиуса качения от тангенциальной деформации, как было установлено в результате проведенного исследования, имеет иной вид.

На основании уравнения неразрывности механики сплошных сред, которое в приложении к анализу кинематики эластичного колеса было впервые использовано В. А. Петрушовым [2] $\gamma F v = \text{const}$ (γ , F , v — соответственно плотность, площадь поперечного сечения и скорость относительно линии контакта рассматриваемого поверхностного слоя в данной точке линии контакта), можно определить скорость беговой дорожки шины $v_1, v_2, \dots, v_n$ в различных точках контакта по формуле $v = v_0(1 - \Delta)$, где v_0 — скорость беговой дорожки в недеформированном сечении.

Определим величину относительной деформации Δ в какой-либо точке контакта. Для этого рассмотрим сектор aob (рис. 1), центральный угол у которого равен $d\alpha$. Определим длину элемента в свободном состоянии (ab) и деформированном (AB) состояниях при взаимодействии шины с плоской опорной поверхностью. Необходимо иметь в виду, что величина AB может на некоторых участках в плоскости контакта иметь величину, большую или меньшую величины участка, показанного на рис. 1. Это зависит от свойств шины, внутреннего давления воздуха в ней и нагрузки на колесо. Поэтому величина угла $d\alpha$ для AB и ab на некоторых участках шины будет различной, однако это различие является, как показали результаты экспериментального исследования, незначительным и им можно пренебречь. Из треугольников AOC и OBC (рис. 1) длина бесконечно малого элемента беговой дорожки протектора

$$\text{шины в сжатом состоянии} \quad dl \approx r_d \frac{d\alpha}{\cos^2 \alpha}.$$

Длина элемента AB в свободном состоянии $dl_0 = ab = r_{cb} d\alpha$.

Величину относительной деформации элемента в контакте можно определить таким образом:

$$\Delta = \frac{dl_0 - dl}{dl_0} = 1 - \frac{r_d}{r_{cb} \cos^2 \alpha}. \quad (4)$$

Зная величины Δ для любой точки беговой дорожки протектора шины, находящейся в контакте с опорной поверхностью, можно определить значение скоростей этих точек: $v_1, v_2, \dots, v_n = v$. Подставляя значения $v_0 = r_{cb} \omega_k$ и Δ из уравнения (4) в формулу $v = v_0(1 - \Delta)$, получим

$$v = \frac{r_d}{\cos^2 \alpha} \omega_k.$$

Величина скорости, определенная через относительную величину сжатия элементов беговой дорожки шины в зоне контакта, равна правой части выражения (1). Следовательно, уравнение (3) можно представить таким образом:

$$r_k = r_{cb}(1 - \Delta) + \frac{v_{cm}}{\omega_k} + \frac{v_{ck}}{\omega_k}. \quad (5)$$

Определим, каким образом будет выражаться зависимость для определения радиуса качения эластичного колеса, если рассматривать не отдельный элемент шины, а всю зону контакта. Разбив длину контакта колеса с опорной поверхностью на n элементов, определим скорость каждого из них. На основании формулы (5) можно определить скорость каждого элемента шины.

Сложив левые и правые части полученных зависимостей, разделив их на число участков и умножив левую и правую части на время t , в течение которого ось колеса проходит путь, равный длине контакта L_k , получим

$$L_k = L_0 - L_0 \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_n}{n} + \frac{l_{cm1} + l_{cm2} + \dots + l_{cm.n}}{n} + \frac{l_{ck1} + l_{ck2} + \dots + l_{ck.n}}{n}, \quad (6)$$

где $l_{см1}, l_{см2}, \dots, l_{см,n}$ — величина смещения элементов беговой дорожки шины относительно обода;

$l_{ск1}, l_{ск2}, \dots, l_{ск,n}$ — величина скольжения элементов беговой дорожки шины относительно опорной поверхности.

Формулу (6) можно представить в виде

$$L_K = L_0 (1 - \Delta_{ср} + \Delta_{см} + \Delta_{ск}), \quad (7)$$

где

$$\Delta_{см} = \frac{l_{см.ср}}{L_0};$$

$$\Delta_{ск} = \frac{l_{ск.ср}}{L_0}.$$

Разделив левую и правую части уравнения (7) на угол контакта α_K , получим

$$r_K = r_{св} (1 - \Sigma \Delta), \quad (8)$$

где $\Sigma \Delta = \Delta_{ср} - \Delta_{см} - \Delta_{ск}$ — суммарный коэффициент изменения радиуса качения.

Для проверки достоверности формул (3) и (8) была выполнена экспериментальная работа, в результате которой определены все составляющие, входящие в эти формулы.

В качестве объекта испытаний была использована шина И-112 (13.00—18) со срезанными грунтозацепами. Испытания проводились на стенде шии и на специальной установке. Во время испытаний одновременно измерялись параметры, позволяющие определить радиус качения колеса, расстояние от оси колеса до опорной поверхности, окружную деформацию беговой дорожки шины, смещение беговой дорожки шины относительно обода и скольжение беговой дорожки шины относительно опорной поверхности.

Испытания проводились при различной нормальной нагрузке на колесо, различном давлении воздуха в шине в ведомом и ведущем режимах.

Окружная деформация беговой дорожки протектора шины измерялась при помощи резино-проволочного датчика (конструкции В. А. Пугина), который наклеивался на центральное кольцо протектора на глубину 4 мм от поверхности.

Чтобы измерить смещение элементов протектора относительно обода колеса, был смонтирован специальный датчик, устройство которого показано на рис. 2.

К основанию 1, монтируемому на обод колеса, прикреплена ось 2, на которую устанавливается рычаг 3. Нижняя часть рычага имеет выступ 4, на который надевается один конец полосушки резины 5, другой конец прикрепляется при помощи регулировочного болта 6 к кронштейну 7. На верхний конец рычага 3 надевается соединительный элемент 8, имеющий два выступа 9 и 10 для установки компенсирующих устройств. Верхний конец соединительного элемента 8 соединяется с пластиной 11, которая прикрепляется к протектору шины колеса при помощи двух винтов и клея. Смещение протектора шины относительно обода колеса измерялось с помощью резино-проволочного датчика 12, который наклеивался на резиновую полосу 5.

При смещении элемента протектора шины, к которому прикреплена пластина 11, происходит поворот рычага вокруг оси 2, что вызывает растяжение или сжатие резиновой полоски 5, на которую наклеен резино-проволочный датчик; это вызывает изменение сопротивления датчика, что и фиксируется при помощи осциллографа.

Проскальзывание протектора шины относительно опорной поверхности измерялось при помощи киносъемки. Для этого на протектор шины и на органическое стекло наносились сетки. Под органическим стеклом устанавливался киноаппарат. При качении колеса по стеклу осуществлялась киносъемка контакта. По смещению линий, нанесенных на колесо, относительно линий на органическом стекле можно было судить о проскальзывании колеса относительно опорной поверхности.

На рис. 3 приведена зависимость величины смещения беговой дорожки шины относительно обода, полученная экспериментально. Зависимости величины относительного изменения деформации беговой дорожки шины и скольжения элементов протектора относительно опорной поверхности имеют вид, аналогичный приведенным в работе [1].

Нетрудно видеть, что тангенсы углов наклона касательных к

кривым зависимостей $l_{см} = f(\alpha)$ и $l_{ск} = f(\alpha)$ равны соответственно $\frac{v_{см}}{\omega_K}$ и $\frac{v_{ск}}{\omega_K}$.

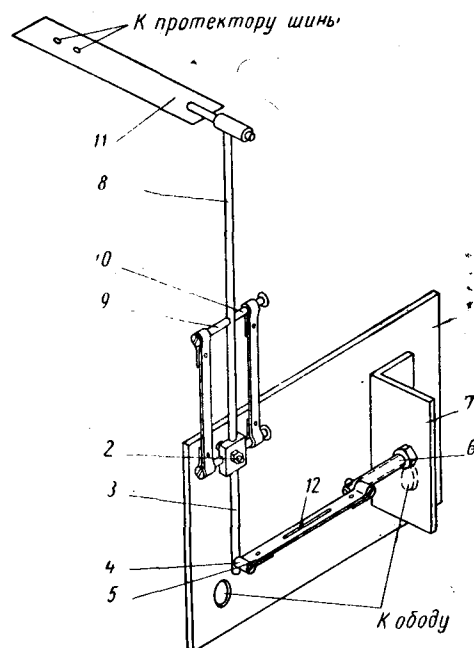


Рис. 2. Конструктивная схема устройства датчика для измерения смещения протектора шины колеса относительно обода

Следовательно, по зависимостям $l_{см} = f(\alpha)$ и $l_{ск} = f(\alpha)$ можно определить значения $\frac{v_{см}}{\omega_K}$ и $\frac{v_{ск}}{\omega_K}$.

На рис. 4 приведены значения r_d , $\frac{v_{см}}{\omega_K}$ и $\frac{v_{ск}}{\omega_K}$ в зависимости от $M_{кр}$, а также значения $r_K = f(M_{кр})$, подсчитанные по формуле (3) и $r_K = f(M_{кр})$, определенные экспериментальным путем.

Формула (3) позволяет объяснить, за счет чего $r_K > r_d$ в режиме свободного качения колеса, а также в определенном

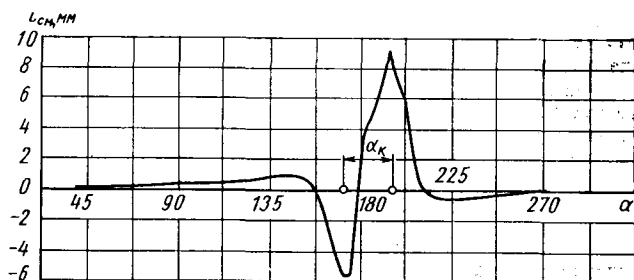


Рис. 3. График смещения беговой дорожки протектора шины относительно обода при качении колеса в ведущем режиме ($Q = 860$ кг, $p_{ш} = 2,5$ кг/см²)

диапазоне изменения $M_{кр}$. Как показали исследования, а также экспериментальные работы, проведенные другими авторами в режиме свободного качения, с достаточной для практики точностью можно считать, что скольжение протектора шины в центральной зоне контакта отсутствует. Поэтому то, что $r_K > r_d$ в определенном диапазоне изменения $M_{кр}$, можно объяснить только лишь смещением протектора шины относительно обода $\left(\frac{v_{см}}{\omega_K}\right)$.

По кривым зависимостей величин деформации беговой дорожки шины, смещения беговой дорожки шины относительно

обода и скольжения элементов протектора шины относительно опорной поверхности можно определить значения $\Delta_{ср}$, $\Delta_{см}$ и $\Delta_{ск}$, а по формуле (8) — значения r_k (рис. 4).

Из рис. 4 следует, что в зоне малых крутящих моментов, в частности в режиме свободного качения, радиус качения эластичного колеса можно определить по средней величине относительного сжатия протектора в зоне контакта, так как величины $\Delta_{см}$ и $\Delta_{ск}$ имеют разные знаки и суммарная величина их, как показали проведенные эксперименты, не превышает 1%.

Поэтому в режиме свободного качения $r_{к0} \approx r_{св} (1 - \Delta_{ср})$.

Из уравнения (7) при $\Delta_{см} = 0$ и $\Delta_{ск} = 0$.

$$\Delta_{ср} = \frac{L_0 - L_k}{L_0}, \quad (9)$$

где $L_0 = nl_0$;

$$L_k = l_1 + l_2 + \dots + l_n.$$

По известным конечным длинам элементарного недеформированного участка протектора шины $l_0, l_1, l_2, \dots, l_n$ и величинам относительных деформаций их соответственно: $\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_n$ — можно определить начальную длину этих участков l_0 как $l = l_0(1 + \Delta)$.

Подставляя в зависимость (9) значение L_0 и L_k , заменяя l их значениями и выполнив преобразования, получим

$$\Delta_{ср} = \frac{\int_0^{L_k} \Delta(l) dl}{L_k}.$$

Обозначив $\frac{\int_0^{L_k} \Delta(l) dl}{L_k}$ через $\delta_{ср}$, получим

$$\Delta_{ср} = \frac{\delta_{ср}}{1 + \delta_{ср}}.$$

Подставляя это значение $\Delta_{ср}$ в формулу для $r_{к0}$, получим

$$r_{к0} = \frac{r_{св}}{1 + \delta_{ср}}. \quad (10)$$

На основании проведенных опытов по определению деформаций протектора шины при движении колеса в режиме свободного качения и при статическом нагружении колеса различной нормальной нагрузкой при различном давлении воздуха в шине можно сделать вывод, что кривые деформации протектора отличаются незначительно. Определим величину относительной деформации протектора шины неподвижного колеса.

Примем допущение, что деформация протектора шины происходит только в зоне контакта, тогда на входе в контакт элемент шины находится в свободном состоянии и его длина

$$dl_0 = r_d \frac{d_a}{\cos^2 \alpha_0}.$$

С учетом того, что dl_0 можно определить как $r_{св} d\alpha$, получаем, что $\frac{r_d}{r_{св}} = \cos^2 \alpha_0$. Или на основании формулы (4) получаем

$$\Delta = 1 - \frac{\cos^2 \alpha_0}{\cos^2 \alpha}. \quad (11)$$

Данная зависимость имеет хорошее совпадение с экспериментальной зависимостью величины относительного сжатия беговой дорожки шины от угла поворота колеса.

Зная зависимость для определения величины относительного сжатия элементов беговой дорожки шины, можно определить значение $\delta_{ср}$ как отношение площади, ограниченной кривой,

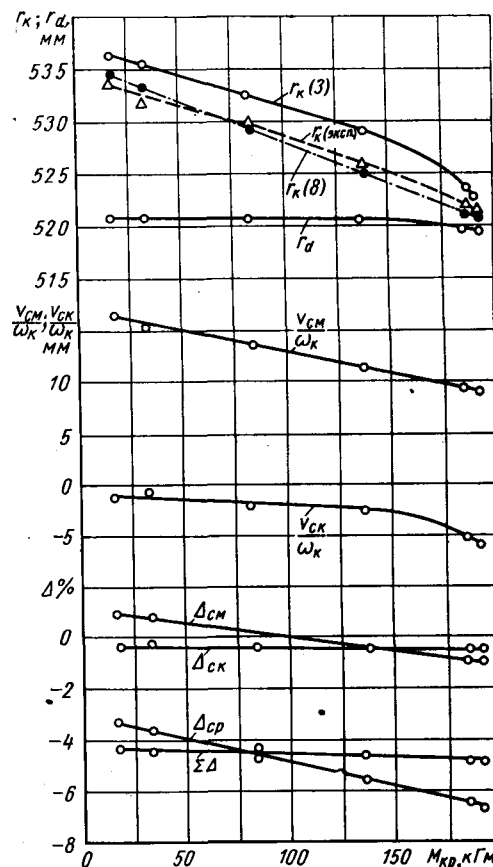


Рис. 4. Зависимость радиуса качения и его составляющих от крутящего момента ($Q = 860$ кг, $p_{ш} = 2,5$ кг/см²)

описываемой уравнением (11), к углу контакта колеса с опорной поверхностью

$$\delta_{ср} = 1 - \frac{\sin 2\alpha_0}{2\alpha_0}. \quad (12)$$

Подставляя значение $\delta_{ср}$ в формулу (10), получим выражение для определения радиуса качения по величине угла контакта колеса с опорной поверхностью

$$r_{к0} = \frac{r_{св}}{2 - \frac{\sin 2\alpha_0}{2\alpha_0}}. \quad (13)$$

Как показали результаты экспериментального исследования, радиусы качения, подсчитанные по этой формуле, хорошо согласуются с радиусами, определенными экспериментальным путем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. Автотрансиздат, 1960.
2. Петрушов В. А. Приложение уравнения неразрывности механики сплошных сред к анализу кинематики эластичного колеса. Труды НАМИ. Вып. 69, 1964.

Экспериментальное определение некоторых параметров автомобилей на стенде опрокидывания

Канд. техн. наук П. В. АКСЕНОВ, канд. техн. наук В. С. НИКАНДРОВ, В. Н. СЕРГЕЕВ

НА СПЕЦИАЛЬНОМ стенде опрокидывания, конструкция и работа которого описаны в статье [1], определяются параметры автомобилей, необходимые для оценки эксплуатационных качеств и различных расчетов, связанных с теорией и конструированием.

В настоящее время отработаны методики и экспериментально определяются такие параметры, как угол поперечной статической устойчивости, высота центра тяжести, угловая жесткость подвески и несущей системы (рамы), углы закручивания рамы и перекаса осей.

Использование стенда опрокидывания позволяет получать значения указанных параметров довольно простым путем практически для всех существующих типов автомобилей и автопоездов.

Перед установкой автомобиля на стенд проверяется давление воздуха в шинах, крепление груза, дополнительного оборудования и инструмента, герметизация топливных баков, аккумуляторных батарей и других емкостей.

Нагрузка автомобилей определяется программой испытаний, вес водителя и пассажиров имитируется балластным грузом. Для получения сопоставимых данных по поперечной статической устойчивости грузовых автомобилей общего назначения применяются три вида нагрузок: мало-, средне- и высокогабаритная, а также измерения без груза.

Малогабаритная нагрузка — это балластный груз в виде металлических мерных слитков, центр тяжести которого находится на высоте 70—80 мм от пола платформы. Среднегабаритная нагрузка — груз до уровня бортов платформы, центр тяжести груза находится на $\frac{1}{2}$ высоты бортов. Высокогабаритная нагрузка — груз выше уровня бортов платформы, центр тяжести груза на высоте 550—600 мм от пола платформы.

Величина угла статической устойчивости определяется по углу наклона платформы стенда, при котором теряется устойчивость автомобиля. Устойчивость считается потерянной, когда все колеса одного борта автомобиля теряют контакт с платформой. Угол наклона платформы определяется специальным маятниковым угломером и уточняется оптическим угломером (квадрантом), устанавливаемым на контактной площадке платформы с точностью отсчета 5'. Некоторые результаты определения углов поперечной статической устойчивости, полученные на стенде, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Марка автомобиля	Нагрузка в т	Угол статической устойчивости	Относительный крен поддрессированной части
ГАЗ-51	2,0 (малогабаритная)	37,5°	—
ГАЗ-51	2,0 (высокогабаритная)	32,0°	—
ГАЗ-53	Без груза	45°20'	3°05'
ГАЗ-63А	2,0 (малогабаритная)	34°	—
ГАЗ-63А	2,0 (высокогабаритная)	29°	—
Урал-377М*	8,0 (малогабаритная)	35°	—
ЗИЛ-130	Без груза	43°30'	1°40'
ЗИЛ-ММЗ-555	То же	44°20'	1°45'
МАЗ-500Г	•	41°42'	4°06'
МАЗ-503	•	42°	2°30'

Опыт эксплуатации и испытаний колесных машин показывает, что угол поперечной статической устойчивости является одним из важнейших показателей, определяющих устойчивость автомобилей к опрокидыванию при криволинейном движении. Горизонтальная сила, вызывающая опрокидывание автомобиля, пропорциональна углу статической устойчивости и определяется зависимостью

$$T_{\max} = G \operatorname{tg} \varphi,$$

где G — вес автомобиля;

φ — угол поперечной статической устойчивости.

По статическому углу можно в первом приближении судить об устойчивости автомобиля в движении. Ориентировочно считаем устойчивость по опрокидыванию на повороте грузовых колесных машин с одной управляемой осью удовлетворитель-

ной, если стендовый угол поперечной статической устойчивости не меньше следующих величин: для двухосных автомобилей с зависимой подвеской 32°; для трехосных автомобилей с зависимой подвеской и балансирной задней тележкой 31°.

Угол косогора, по которому автомобилю может уверенно двигаться без опрокидывания, принимается равным половине стендового угла поперечной статической устойчивости.

По измеряемым на стенде углам поперечной статической устойчивости и наклона поддрессированной части относительно неподдрессированной в момент опрокидывания представляется возможным с достаточной точностью определять высоту центра тяжести.

Для установления зависимости высоты центра тяжести от угла поперечной статической устойчивости с учетом крена поддрессированной части и деформации шин рассмотрим кинематическую схему опрокидывания автомобиля на стенде (рис. 1).

В момент опрокидывания от боковой составляющей веса поддрессированной части автомобиля происходит ее наклон относительно центра крена O на угол α .

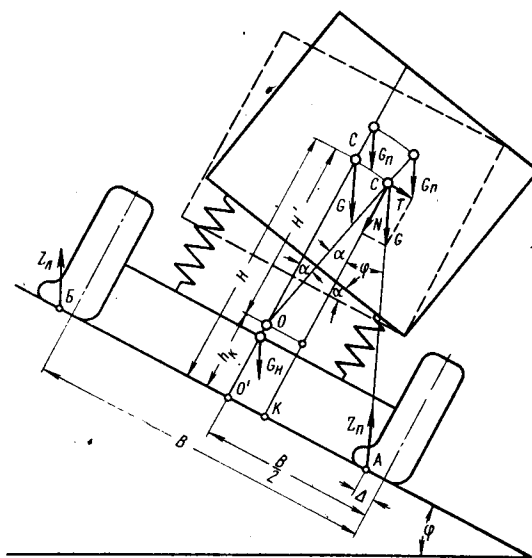


Рис. 1. Кинематическая схема определения высоты центра тяжести колесной машины на стенде опрокидывания:

φ — угол наклона платформы стенда; α — угол наклона поддрессированной части автомобиля относительно неподдрессированной; G — вес автомобиля; G_n — вес поддрессированной части автомобиля; G_k — вес неподдрессированной части автомобиля; H — высота центра тяжести автомобиля; H' — расстояние центра тяжести автомобиля от центра крена; h_k — высота центра крена поддрессированной части автомобиля; Δ — боковая деформация шины; B — колея автомобиля; T — боковая составляющая веса автомобиля; N — нормальная составляющая веса автомобиля

Учитывая известное соотношение поддрессированных и неподдрессированных масс автомобилей и сравнительно небольшие крены поддрессированной части ($\alpha = 3-6^\circ$), можно считать, что центр тяжести всего автомобиля C будет смещаться относительно центра крена практически на такой же угол.

Используя обозначения рис. 1 и принимая во внимание, что в момент опрокидывания $Z_A = 0$, составим уравнение моментов относительно точки опрокидывания автомобиля A :

$$T(H' \cos \alpha + h_k) = N \left(\frac{B}{2} - \Delta - H' \sin \alpha \right).$$

Так как высота центра тяжести автомобиля $H = H' + h_k$, а $T = G \sin \varphi$ и $N = G \cos \varphi$, то после подстановки и преобразований искомая зависимость получается в виде

$$H = \frac{\frac{B}{2} - \Delta - h_k \operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \varphi \cos \alpha + \sin \alpha} + h_k. \quad (1)$$

Эта зависимость позволяет определять положение центра тяжести по высоте для любых колесных машин, испытываемых на стенде опрокидывания. Углы наклона платформы стенда φ и углы наклона поддрессоренной части относительно неподдрессоренной α определяются непосредственными измерениями.

Высота центра крена поддрессоренной части h_k для автомобилей с неразрезными осями и подвеской колес на продольных листовых рессорах с достаточной точностью может быть принята равной радиусу колеса r_k , так как центр крена находится в плоскости, проходящей через ушки рессор.

Для автомобилей с независимой подвеской, обеспечивающей параллельное перемещение колес, центр крена находится на опорной поверхности, т. е. $h_k = 0$, и зависимость (1) имеет вид

$$H = \frac{\frac{B}{2} - \Delta}{\operatorname{tg} \varphi \cos \alpha + \sin \alpha}. \quad (2)$$

Для других типов подвесок методика определения положения центра крена h_k достаточно известна из литературы [2]. В случае различных типов подвески передней и задней осей (что соответствует наклонному положению оси крена) величина h_k определяется в поперечно-вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести.

Значения α для некоторых грузовых автомобилей приведены в табл. 1.

Определив высоту центра тяжести, величины α и φ , легко можно определить значение угловой жесткости подвески при крене.

В соответствии с рис. 1 угловая жесткость

$$c_\varphi = \frac{G(H - h_k) \sin(\alpha + \varphi)}{\alpha}. \quad (3)$$

Для определения крутильной угловой жесткости несущей системы (рамы) и подвески рассмотрим кинематическую схему кручения автомобиля на стенде при повороте платформ в противоположные стороны (рис. 2). В связи с тем, что продоль-

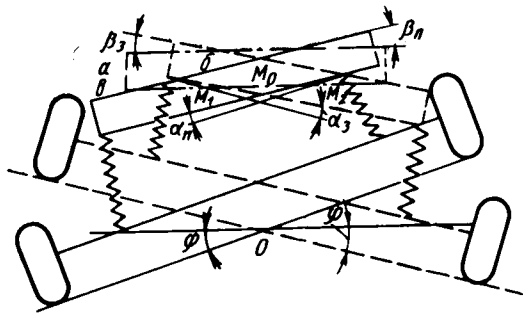


Рис. 2. Кинематическая схема определения угловой жесткости несущей системы и подвески колесной машины на стенде опрокидывания: a — положение рамы до начала закручивания; b — положение передней части рамы после закручивания; α — положение задней части рамы после закручивания; α_n — угол наклона поддрессоренной части автомобиля относительно неподдрессоренной части (спереди); α_z — то же (сзади); β_n — угол наклона рамы спереди; β_z — угол наклона рамы сзади; O — ось поворота стенда; M_0 — ось поворота рамы до начала кручения; $M_1 M_2$ — оси поворота рамы после кручения автомобиля

оси автомобиля относительно оси поворота стенда, величина которого зависит от угла закручивания и геометрических размеров (базы и высоты расположения рамы) автомобиля. Однако смещение осей не влияет на величину углов закручивания подвески и несущей системы от воздействия весовой нагрузки автомобиля.

Максимальный статический угол закручивания автомобиля под действием его собственного веса будет наблюдаться при отрыве колес от платформы стенда. После отрыва колес дальнейший поворот платформ лишь увеличит зазор между оторвавшимся колесом и платформой, а увеличение угла закручивания автомобиля при этом не будет.

В момент отрыва колес от платформ стенда на испытуемый автомобиль будет действовать крутящий момент

$$M_{кр} = G_{опр} B \cos \varphi, \quad (4)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, действующий на автомобиль после отрыва колес;

$G_{опр}$ — нагрузка на колесо (или колеса) одного борта, оторвавшееся от платформы.

Углы наклона платформ стенда, передней и задней частей рамы определяются непосредственными измерениями. Угол закручивания рамы (рис. 2)

$$\beta_p = \beta_n + \beta_z. \quad (5)$$

Угол закручивания подвески (рис. 2) определяется как разность между углами наклона неподдрессоренной (или платформы стенда) и поддрессоренной частей (рамы) испытуемого объекта. Угол закручивания соответственно передней и задней подвесок составляет

$$\alpha_{пер} = \varphi - \beta_n; \quad (6)$$

$$\alpha_z = \varphi - \beta_z.$$

При кручении автомобиля на стенде соблюдают симметрию в углах наклона платформ. Крутящий момент, определенный по зависимости (4), является расчетным моментом для определения угловой жесткости подвески и несущей системы. Зная соответствующие этому моменту угловые перемещения (углы закручивания) несущей системы и подвески, можно определить угловые жесткости.

Угловая жесткость несущей системы

$$c_p = \frac{M_{кр}}{\beta_p}. \quad (7)$$

Угловая жесткость подвески

$$c_n = \frac{M_{кр}}{\alpha}. \quad (8)$$

Величины c_p и c_n на стенде опрокидывания можно определить с любой нагрузкой, но в каждом случае необходимо знать распределение веса автомобиля по колесам и максимальный статический угол закручивания.

Для некоторых конструкций автомобилей при их полной нагрузке и кручении на максимальный статический угол происходит упор подвески в ограничители.

Чтобы определить c_n в этом случае, необходимо снизить величину нагрузки, обеспечив свободный (без упора) ход подвески при кручении.

Таблица 2

Тип автомобиля	Максимальный статический угол закручивания	Угловая жесткость в кг/м/град	
		экспериментальная	расчетная
Четырехосный длиннобазный с рамой трубчатого типа ¹	7°12'	490	—
Четырехосный длиннобазный с рамой лонжеронного типа ¹	16°30'	242	175
Многоцелевой трехосный с рамой лонжеронного типа ²	12°36'	32,3	29,0

¹ Измерения без груза.

² Измерения с номинальной нагрузкой.

ные оси поворота платформ стенда и испытуемого автомобиля не совпадают по высоте, при кручении происходит боковое смещение передней и задней частей автомобиля в противоположные стороны, т. е. имеется угловое смещение продольной

Из-за технологических, конструктивных и эксплуатационных причин несущая система и подвеска могут иметь начальные угловые деформации (при горизонтальном положении платформы стенда), что необходимо учитывать при вычислении их относительных углов закручивания. При определении углов жесткостей кручение проводят в обоих направлениях и определяют среднее значение.

В табл. 2 приведены данные по угловой жесткости, углам статического кручения некоторых типов автомобилей, полученные на стенде по предлагаемой методике, в сравнении с расчетными показателями угловой жесткости.

Как видно из приведенных данных, расчетная угловая жесткость рам исследованных автомобилей оказалась ниже экс-

периментальной. Это объясняется тем, что расчетные данные приводятся для угловой жесткости отдельной рамы, а экспериментальные данные получены для угловой жесткости несущей системы автомобиля, которая увеличивается за счет смонтированных на раме агрегатов и грузовой платформы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксенов П. В., Никандров В. С. «Автомобильная промышленность», 1969, № 7.

2. Иларнонов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля (теоретический анализ). «Машиностроение», 1966.

УДК 629.113.012.551.6.004.15

К вопросу об экономической эффективности шин типа Р

Д-р экон. наук Ф. И. ЯШУНСКАЯ, канд. экон. наук В. Ф. КРИЦКОВ, С. Н. РАГИМОВ

НИИ шинной промышленности

ПОВЫШЕНИЕ требований к эксплуатации автомобильного транспорта вызывается не только повышением скоростей, грузоподъемности, интенсивности эксплуатации, но и динамическими характеристиками работы автомобиля: прежде всего устойчивостью и безопасностью езды, временем выбега и др. Возрастает значение экономических факторов: снижение веса автомобиля, экономия расхода топлива, удешевление перевозок.

Поэтому требования к комплексу эксплуатационных параметров шин настолько повышаются, что им не могут удовлетворять шины обычных диагональных конструкций. Это явилось стимулом для развития производства шин радиальной конструкции во всех экономически развитых странах мира: СССР, Японии, в странах Западной Европы, а в последнее время и в США. В табл. 1 приведены ориентировочные дан-

совершенствование конструкций шин и создание принципиально новых;

улучшение сырьевой базы;

совершенствование производственно-технологических процессов.

В деле повышения качества шин еще совсем недавно конструктивный фактор стоял на втором месте, а в настоящее время его влияние на повышение долговечности шин резко возросло, выдвинув его на первое место.

Так, отечественные шины для грузовых автомобилей, изготовленные из самых лучших материалов и наиболее прогрессивными технологическими методами, при эксплуатации на хороших дорогах выдерживают средние пробеги до ремонта 70—90 тыс. км при диагональной конструкции и 120—150 тыс. км в случае радиальной конструкции.

Многочисленными данными, систематически публикуемыми за рубежом, подтверждается, что радиальная конструкция шин в сравнении с диагональной повышает пробег шин до ремонта в 1,5—2 раза.

В 1970 г. баланс основного сырья отечественной шинной промышленности должен измениться: увеличатся поставки сырья в связи с увеличением объемов производства и будут применяться продукты наиболее высокого качества — стереорегулярные синтетические каучуки, корд из синтетических и высокопрочных искусственных волокон, активные сажи и химикаты-добавки, а также металлокорд.

Среднегодовые темпы прироста производства наиболее прогрессивных изопренового и бутадиенового каучуков за период текущей пятилетки соответственно в 3,3 и 1,1 раза выше, чем аналогичные темпы производства синтетического каучука в целом, а их удельный вес в общем объеме производства синтетических каучуков и латексов в 1970 г. составит 54% против 18% в 1966 г.

Особое значение имеет металлокорд в первую очередь для брекера радиальных шин грузовых автомобилей, без металлокорда применение шин типа Р для автомобилей средней и большой грузоподъемности практически не эффективно.

Успешное развитие массового производства шин Р определяется не только коренным усовершенствованием сырьевой базы, но и разработкой новых технологических процессов и оборудования, часть которых не имеет аналогов в производстве шин диагональной конструкции.

Трудоемкость изготовления радиальных шин пока выше диагональных. Однако с развитием техники освоения радиальной конструкции шин разница в трудоемкости уменьшается и, возможно, будет совсем устранена. Для этого широко внедряется автоматизация и механизация трудоемких процессов.

Также направляются усилия на повышение технологичности конструкций путем уменьшения количества конструктивных деталей шины.

Усовершенствование конструкций шин, материалов и технологии изготовления привели к значительному повышению долговечности и надежности шин.

Затраты автомобильных хозяйств на приобретение и ремонт шин за последние годы в среднем по стране составляют 7—11% в себестоимости перевозок за 1 т.км.

Таблица 1

Шины	Франция	Италия	Англия	ФРГ	США
Для грузовых автомобилей:					
всего в млн. шт.	3,6	2,4	3,9	2,0	21,2
в том числе типа Р:					
в млн. шт.	2,8	0,9	1,2	0,5	0,6
в %	80	37	30	25	3
Для легковых автомобилей:					
всего в млн. шт.	24,8	21,6	21,3	21,9	142,0
в том числе типа Р:					
в млн. шт.	18,5	5,4	3,4	2,0	1,0
в %	75	25	16	10	<1
Типа Р в 1970—1972 гг. (ожидаемое количество) в %	100	60—80	80—90	50	—

ные производства шин типа Р в странах Западной Европы и США 1967 г.

В США по ряду причин производство радиальных шин задержалось, а получило развитие компромиссное конструктивное решение: так называемые «опоясанные» шины, имеющие обычный диагональный каркас и жесткий брекер.

По абсолютному уровню производства шин для грузовых автомобилей типа Р СССР занимает второе место в мире, уступая только Франции.

Можно предположить, что в течение ближайших 10—20 лет для массовых грузовых и пассажирских перевозок (грузовые, легковые автомобили, автобусы) будут выпускаться в основном радиальные шины. Однако их производство более трудоемко и стоит дороже, чем диагональных шин. Возникает вопрос об экономической эффективности этих шин в масштабах народного хозяйства.

Наиболее характерным показателем повышения технического уровня шинной промышленности служит увеличение пробега шин в эксплуатации. В настоящее время отечественные шинные заводы выпускают значительное количество диагональных шин для грузовых автомобилей со средним пробегом 65—75 тыс. км и типа Р — 90—95 тыс. км (данные НИИ шинной промышленности на ноябрь 1968 г.).

Повышение пробега шин явилось результатом реализации следующих мероприятий:

Повышение качества шин в период 1963—1967 гг. явилось одним из основных факторов снижения удельной величины себестоимости перевозок. О прямой связи качества шин с экономическими показателями работы автотранспорта свидетельствует следующее: увеличение пробега шин на автомобиле-самосвале ЗИЛ-ММЗ-555 на 10% (за счет лучших дорожных условий) влечет за собой снижение затрат на приобретение и ремонт шин с 9,5 до 8,1 коп. в расчете на 10 км пробега (или на 15%) по данным НИИАТ на 1/VII—67 г.

За срок службы 1 млн. шин 260—508, которыми комплектуется указанный автомобиль, экономия в результате снижения затрат на приобретение и ремонт шин, вызванная повышением качества шин, составит свыше 2 млн. руб.

Расчеты экономической эффективности шин типа Р и усовершенствованных диагональных шин, проведенные в НИИ-шинной промышленности, показали, что от производства и применения этих шин народное хозяйство получает значительную выгоду, выражающуюся десятками миллионов рублей.

Расчет текущих затрат шинных заводов, производящих радиальные шины, в сравнении с затратами на диагональные шины такого же размера, приведен в табл. 2.

Таблица 2

Наименование затрат	Шина 260—20 модели И-202 (диагональная)		Шина 260—508 модели И-Н99 (радиальная)	
	в руб.	в %	в руб.	в %
Сырье и материалы	49,61**	87,5	65,45*	86,7
Транспортно-заготовительные расходы	1,19	2,1	1,57	2,0
Зарплата с начислениями	1,14**	2,0	1,94	2,6
Цеховые расходы	3,11	5,5	4,40	5,8
Общезаводские расходы	0,77	1,4	1,32	1,7
Внепроизводственные расходы	0,87	1,5	0,95	1,2
Полная себестоимость	56,72	100,0	75,63	100,0

* Рассчитано в НИИ шинной промышленности.

** По плановой калькуляции Ярославского шинного завода на 1968 г.

Увеличение себестоимости шин Р (табл. 2) связано прежде всего с применением в производстве шин более износостойких и высокопрочных полимеров, стоимость которых несколько выше стоимости заменяемых ими материалов. Так, цена изопренового каучука (СКИ-3) и бутадиенового каучука (СКД), широко применяемых в шинах Р, в 1,4—1,5 раза выше цены на бутадиен-стирольный каучук (БСК). Такое же положение по ряду других материалов. В связи с повышенной трудоемкостью шин типа Р выше и заработная плата на их изготовление, что вызывает увеличение накладных расходов.

Повышенная трудоемкость и фондоемкость изготовления шин Р вызывает увеличение заработной платы, цеховых и общезаводских расходов на 45%, но в общей себестоимости шин Р, в сравнении с себестоимостью диагональных шин, эта разница составляет менее 1%.

Для производства шин типа Р требуются дополнительные единовременные затраты как на создание вновь строящихся заводов, так и на реконструкцию действующих производств, цехов, участков. Удельные капитальные затраты на шину типа Р размера 260—508 в 1,1 раза выше, чем на диагональную шину такого же размера.

Перечисленные факторы повышают себестоимость шин типа Р на стадии производства в сравнении с диагональными шинами.

Однако для правильной оценки народнохозяйственной экономической эффективности шин типа Р было бы ошибочным пользоваться данными текущих и единовременных затрат только на производственной стадии, даже если себестоимость шин Р будет равна или ниже себестоимости диагональных шин.

Если экономическую оценку шин Р ($\mathcal{E}$) проводить по известной формуле ГНТК Госплана и АН СССР

$$\mathcal{E} = [(C_1 + EK_1) - (C_2 + EK_2)] \cdot B, \quad (1)$$

где C_1 и C_2 — себестоимость эталонной и новой шин;

K_1 и K_2 — капитальные затраты на производство эталонной и новой шин;

E — коэффициент экономической эффективности капиталовложений;

B — выпуск шин новых конструкций.

то экономическая эффективность шин типа Р будет определена неточно. Необходимо в формуле (1) учесть повышение потребительских свойств новой шины через эквивалентное количество заменяемых (эталонных) шин. Это можно сделать,

введя в формулу (1) коэффициент качества (k), равный отношению пробега шины Р к пробегу шины диагональной конструкции. В этом случае формула (1) примет вид

$$\mathcal{E} = [k(C_1 + EK_1) - (C_2 + EK_2)] \cdot B. \quad (2)$$

Для шины 260—508Р модели И-Н99 в сравнении с шиной 260—20 модели И-202 коэффициент качества составит 1,8—1,9. Это значит, что одна шина Р эквивалентна в эксплуатации по пробегу почти двум шинам старой конструкции. Сопоставление темпов изменения текущих затрат и потребительских свойств шины явно в пользу второго фактора. Так, себестоимость шин Р выше себестоимости эталонных всего лишь на 30%, в то время как пробег их вырос почти вдвое.

Выражение (2) дает достаточно точную оценку экономической эффективности шин типа Р вследствие повышения пробега.

Чаще всего величина экономического эффекта подсчитывается по влиянию одного из факторов экономии и не учитывается влияние других, сопутствующих факторов.

Переход на эксплуатацию шин типа Р, помимо повышения пробега шин, прямо или косвенно оказывает влияние на многие другие технико-экономические показатели работы автотранспорта в сторону их улучшения. Расход топлива автомобилем на шинах типа Р в среднем на 4—9% меньше, чем у автомобиля на диагональных шинах, а по зарубежным данным, эти цифры еще выше. Шины типа Р способствуют увеличению грузоподъемности и производительности автомобилей, сохранности наличного парка и дорожного полотна, улучшается безопасность движения за счет большей надежности и долговечности этих шин, уменьшаются непроизводительные расходы за счет сокращения простоев в пути по причинам, зависящим от работы шин, и т. д.

Роль и значение перечисленных факторов не одинаковы.

Из всех перечисленных факторов наибольшее влияние на величину экономического эффекта (после повышения пробега) оказывает экономия топлива. Абсолютная величина экономии топлива по одному автомобилю ЗИЛ-130 на шинах Р достигает 570—630 л в год, затраты на топливо в себестоимости перевозок занимают наибольший удельный вес — около 15%.

Однако формулы (1) и (2) не учитывают этого весьма важного фактора. Для правильной оценки народнохозяйственного эффекта от использования шин типа Р с учетом повышения их пробега и уменьшения расхода топлива на единицу пути величину экономического эффекта предлагается определять по следующей формуле:

$$\mathcal{E} = \{[(C'_ш + C'_м) + E(K'_ш + K'_м)] - [(C''_ш + \sigma C'_м) + E(K''_ш + \sigma K'_м)]\} B \cdot П, \quad (3)$$

где $C'_ш$ и $C''_ш$ — себестоимость 1000 км пробега эталонной и новой шин;

$K'_ш$ и $K''_ш$ — капитальные затраты на 1000 км пробега эталонной и новой шин;

$C'_м$ и $K'_м$ — себестоимость и капитальные затраты на топливо в расчете на 1000 км пробега на одну шину;

σ — коэффициент, показывающий отношение расхода топлива автомобилем на шинах Р к расходу топлива автомобилем с диагональными шинами;

$П$ — средний пробег шин Р за срок службы (до первого восстановительного ремонта).

Основные технико-экономические показатели шин типа Р и экономический эффект, вычисленный по формуле (3), приведены в табл. 3.

Влияние повышения пробега шин и экономии топлива приведено в табл. 4.

Из таблицы видно, что 7—18% общего экономического эффекта получается вследствие учета влияния шин Р на топливную экономичность. Для шин размером 320—508Р влияние топлива существенно меньше, чем для шин других приведенных размеров. Это объясняется тем, что шинами 320—508Р комплектуются автомобили МАЗ и КраЗ, работающие на дизельном топливе. Средняя себестоимость 1 т дизельного топлива на 33% ниже, чем у бензина (по данным ВНИИнефтепереработки за 1966 г.).

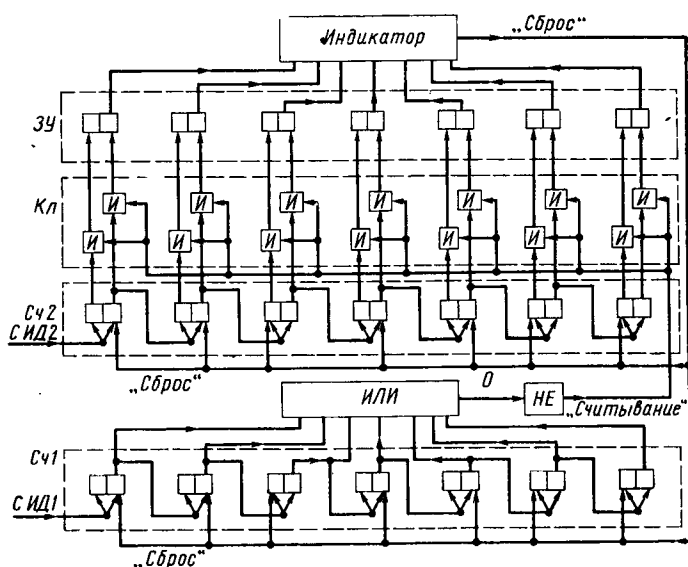


Рис. 2

Сч1 появляется число 0, т. е. нули появляются на выходах всех триггеров, которые подаются на схему ИЛИ (сумматор). Нуль на выходе сумматора возникает при нулях на всех его входах. Далее сигнал подается на инвертор НЕ, подающий при нуле на

выходе сумматора единицу на входы ключа Кл всех ячеек И, обеспечивающих передачу числа со счетчика Сч2 на триггеры запоминающего устройства ЗУ. Затем результаты регистрируются, показания счетчиков сбрасываются и цикл начинается снова.

В данном случае результат получается в виде семиразрядного двоичного числа. Такая схема удобна для последующей обработки результатов на ЦВМ, а также для применения в системах автоматического управления.

Для удобства индикации двоичные данные легко преобразуются в десятичные. Можно также применять в качестве Сч1 и Сч2 декадные счетчики, изготовленные, например, на декадных. Это несколько упростит схему. Кроме того, схему можно упростить, если уменьшить частоту импульсов, поступающих с ИД1 — датчика ведущего колеса, применив другой редуктор. При уменьшении частоты по отношению к ведомому колесу в n_1 раз из схемы исключается счетчик Сч1. В этом случае каждый импульс с датчика ИД1 используется для команды «Считывание» и отпадает необходимость в сумматоре и инверторе.

Габаритные размеры опытного образца измерителя (без регистрирующего устройства), построенного на транзисторных элементах серии «Логика», следующие: 300×260×150 мм. Питание схемы происходит от автомобильного аккумулятора напряжением 12 в. Аппаратура предназначена для наблюдения и регистрации величины буксования в течение всего периода испытаний.

При незначительном усложнении схемы измеритель позволяет также измерять угловые скорости колес, регистрируя показания счетчиков через определенные равные промежутки времени.

В случае необходимости схему можно использовать для автоматического управления или сигнализации о превышении допустимой величины буксования, обеспечивающей требуемое сцепление с дорогой и управляемость автомобиля.



УДК 629.113:621.9.002.54.004.67:658.5

Опыт внедрения плано-предупредительного ремонта приспособлений

Е. Б. ИТИН, Я. П. РЫКОВ

НИИТАвтопром, Автозавод им. Ленинского комсомола

РЕМОНТ приспособлений носит неплановый характер и осуществляется тогда, когда он уже лишен своего профилактического значения.

Учитывая этот недостаток и опыт Московского автозавода им. Лихачева и Горьковского автозавода, автозавод им. Ленинского комсомола с участием НИИТАвтопрома внедрил систему плано-предупредительного ремонта приспособлений. Эта система является комплексом организационных и технических мероприятий по уходу, надзору и ремонту приспособлений, проводимых по заранее составленному плану, чтобы предупредить неожиданные и преждевременные выходы приспособлений из строя и обеспечить нужные качество и точность обрабатываемых деталей автомобиля. Система плано-предупредительного ремонта приспособлений обеспечивает своевременное и хорошее оснащение оборудования приспособлениями, благодаря чему увеличивается производительность труда, повышается качество изготавливаемых деталей автомобиля.

В то же время создаются предпосылки к длительному сохранению приспособлений в исправном состоянии, сокращению количества дублеров и простоев из-за ремонта приспособлений.

Для внедрения системы осуществлен целый ряд мероприятий. Большое разнообразие номенклатуры применяемых на Ав-

тозаводе им. Ленинского комсомола приспособлений от простого кондуктора до сложнейших приспособлений потребовало предварительной систематизации приспособлений по отдельным классификационным группам.

В основу классификации принята трудоемкость ремонта приспособлений, которая находится в зависимости от габаритов и количества деталей, составляющих приспособление.

Для классификации приспособлений по их ремонтной сложности принята условная единица трудоемкостью 2 нормочаса. Это соответствует трудоемкости малого ремонта простейших приспособлений, отнесенных к первой группе ремонтной сложности: тисок, угольников, накладных планок и т. д.

В табл. 1 и 2 приведены разработанные опытным путем классификации приспособлений и многошпиндельных головок по группам ремонтной сложности в зависимости от их габаритов, числа входящих деталей и количества шпинделей.

На агрегатных станках, где применяется несколько разнотипных приспособлений, при определении группы ремонтной сложности учитывается время, необходимое для их спаривания. Эти приспособления классифицируются на группу выше по сравнению с обычными приспособлениями, не требующими спаривания.

Таблица 1

Группы ремонтной сложности	Количество деталей в группе при размерах приспособлений в мм		Группы ремонтной сложности	Количество деталей в группе при размерах приспособлений в мм	
	до 1500	от 1500 и выше		до 1500	от 1500 и выше
1	12	10	6	72	60
2	24	20	7	64	70
3	36	30	8	96	80
4	48	40	9	108	90
5	60	50	10	120	100

Таблица 2

Группы ремонтной сложности	Количество деталей	Количество шпинделей	Группы ремонтной сложности	Количество деталей	Количество шпинделей
1	27	3	6	162	18
2	54	6	7	180	21
3	81	9	8	216	24
4	108	12	9,10	243	27
5	135	15			

Группа ремонтной сложности приспособлений определяется цеховыми технологами по ремонту приспособлений и утверждается бюро плано-предупредительного ремонта приспособлений цеха эксплуатации инструмента. Время, необходимое на ремонт приспособлений, берется из табл. 3. Для многшпиндельных головок принимается коэффициент 1,5.

Таблица 3

Виды ремонта	Нормы времени на ремонт по группам ремонтной сложности в ч									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
II	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60
III	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100

Указанные в табл. 3 виды ремонтов характеризуются выполнением следующих ремонтных операций:

I — малый ремонт, предусматривающий регулирование и замену отдельных легко заменяемых износившихся деталей: прижимов, прихватов, шпилек, пружин, кондукторных втулок;

II — средний ремонт — частичная разборка приспособлений, проверка основных деталей на точность, частичная замена крепежных деталей, несложных базовых и направляющих деталей, шабровка и расточка посадочных мест;

III — капитальный ремонт — полная разборка приспособлений с проверкой всех элементов и координат, замена установочных, базовых и направляющих деталей, шабровка плоскостей скользящих, расточка посадочных мест.

Для приспособлений, применяемых на автозаводе им. Ленинского комсомола, принято следующее соотношение трудоемкости по видам ремонта: малый ремонт — 1 единица, средний ремонт — 3 единицы, капитальный ремонт — 5 единиц. Трудоемкость капитального ремонта должна быть не выше 60—70% трудоемкости нового приспособления.

В зависимости от конструктивных особенностей приспособлений, требований к их точности, назначения, условий и режима работы для каждого приспособления установлен ремонтный цикл. Последний состоит из ряда периодических ремонтов, осуществляемых через определенные отрезки времени между двумя капитальными ремонтами.

Для установления ремонтного цикла все приспособления разбиты на четыре разряда. К первому разряду относятся приспособления, работающие в наиболее тяжелых условиях, например: фрезерные, протяжные, токарные и др., применяемые на обдирочных и черновых работах, а также на агрегатных и сверлильных станках при одновременной обработке нескольких отверстий диаметром свыше 10 мм. К тому же разряду относятся приспособления на точных работах: шлифовальных, расточных и др. с точностью до 0,02 мм.

Ко второму разряду относятся фрезерные, протяжные, токарные и другие приспособления при работе на чистовых операциях, сверлильные при обработке нескольких отверстий диаметром до 18 мм, а также приспособления, обеспечивающие точность изделий до 0,05 мм.

К третьему разряду относятся приспособления, работающие в легких условиях, а также на работах, не требующих особой точности.

К четвертому разряду относятся приспособления первой и второй группы сложности, как правило, не требующие капитального ремонта. Для приспособлений, относящихся к первому и второму разрядам, установлен следующий порядок чередования видов ремонтов: I—II—I—II—I—II—I—II—I—III, т. е. всего в цикле один капитальный, пять средних и шесть малых ремонтов. Для приспособлений, относящихся к третьему разряду: I—I—II—I—I—II—I—I—I—III, т. е. один капитальный, три средних и восемь малых ремонтов. Для простых приспособлений первой и второй группы ремонтной сложности, относящихся к четвертому разряду, как правило, не нуждающихся в капитальном ремонте, установлен особый порядок чередования видов ремонта: I—II—I—II и т. д.

На приспособления, обеспечивающие особую точность при обработке изделия, порядок чередования и продолжительность межремонтных периодов устанавливается в каждом отдельном случае.

Кроме плановых ремонтов приспособлений, ремонтные базы механических цехов осуществляют межремонтные работы:

1. Текущие обслуживания ремонтом на рабочем месте имеют целью своевременное устранение слесарями мелких дефектов, без съема приспособлений со станка. В процессе текущего обслуживания ремонтом заменяются износившиеся мелкие и легкозаменяемые детали, выполняются подтягивание крепежных деталей и другие несложные работы, позволяющие на ходу предупредить преждевременный выход приспособления из строя.

2. Периодические осмотры между ремонтами должны определить номенклатуру деталей, которые необходимо заменить при очередном плановом ремонте. С учетом этих осмотров вносятся коррективы в порядок очередности и характер ремонта, предусмотренные планом. При осмотре особое внимание обращается на состояние опорных, направляющих поверхностей и узлов крепления. Осмотры осуществляет инженер плано-предупредительного ремонта приспособлений, мастер ремонтной базы и наладчик производственного участка.

3. Периодический контроль осуществляют контрольно-проверочные пункты отдела технического контроля. Номенклатуру приспособлений, подвергающихся периодическому контролю, и график их проверки устанавливают начальники технического бюро и бюро технического контроля цехов и утверждает главный технолог завода. Параметры, подлежащие периодической проверке, устанавливаются конструкторами. Работа на приспособлениях этой группы, не прошедших очередную проверку, не допускается.

Одним из важнейших этапов внедрения плано-предупредительного ремонта приспособлений является паспортизация приспособлений. На каждое вновь полученное приспособление конструктор отдела главного технолога открывает паспорт, содержащий все основные данные, относящиеся к назначению и эксплуатации данного приспособления. Дальнейшее ведение паспорта возлагается на работников кладовой приспособлений ремонтной базы. Данные, относящиеся к ремонту приспособлений, заносятся в паспорт после каждого ремонта. Отметка качества ремонта подтверждается подписью лица, принимавшего приспособление после ремонта. Паспорта хранятся в кладовой приспособлений.

Своевременная подготовка запасных частей к приспособлениям обеспечивает сокращение потерь рабочего времени, связанных с простоем из-за ремонта приспособлений. В запасе в первую очередь необходимо хранить быстрознашивающиеся детали: установочные пальцы, фиксаторы, сменные втулки и т. п.

Детали с продолжительным сроком службы хранят в запасе в том случае, если они относятся к приспособлениям, имеющимся в цехе в большом количестве; например, шпиндели и шестерни для многшпиндельных головок и т. п. Приспособления, имеющиеся в цехе в единичных экземплярах, обеспечиваются запасными деталями с продолжительным сроком службы. Некоторые детали целесообразно иметь в запасе в виде полуфабрикатов с тем, чтобы при ремонте приспособлений выполнить необходимую обработку до требуемых окончательных размеров. Следует иметь в запасе готовые, заранее смонтированные узлы приспособлений, например, роликовый замок скальчатого кондуктора, кран для пневматических приспособлений и т. п.

Норма хранения деталей устанавливается технологом по ремонту приспособлений на основе статистических данных об их годовом расходе.

При составлении плана планово-предупредительного ремонта дается задание ремонтным базам механообрабатывающих цехов на изготовление запасных частей. Планы ремонта приспособлений составляют на год и на каждый месяц. Годовой план ремонта составляется по всему парку приспособлений в соответствии с ремонтным циклом, установленным для каждого приспособления. Цикл ремонта, продолжительность межремонтного периода и группа сложности приспособления принимаются в соответствии с паспортом каждого приспособления. При составлении годового плана ремонт по месяцам следует распределять так, чтобы на каждый из месяцев падало примерно равное количество человеко-часов.

В ведомость годового плана включаются все приспособления, в том числе неработающие и находящиеся в кладовой (дублиры, приспособления для обходных процессов). Однако па эти приспособления сроки ремонтов в годовом плане заносятся только после ввода их в эксплуатацию в соответствии с циклом, присвоенным данному приспособлению. Годовой план ремонта составляется ремонтной базой совместно с бюро планово-предупредительного ремонта цеха эксплуатации инструмента, подписывается начальником цеха и утверждается главным технологом завода.

Планово-экономический отдел завода приложением к наряд-заказу доводит до сведения каждого производственного цеха объем работ по ремонту приспособлений в условных единицах.

Месячные планы ремонта составляются на основе годового плана. Для этого технолог по ремонту приспособлений в первых числах предпланируемого месяца выписывает из годового плана номера всех приспособлений, подлежащих ремонту в планируемом месяце, и подбирает соответствующие этим приспособлениям чертежи и паспорта. Далее проводится проверка приспособлений, намеченных к ремонту в планируемом месяце. При указанной проверке выявляются детали, которые по степени изношенности необходимо заменить новыми во время предстоящего ремонта и установить календарные сроки сдачи приспособлений из ремонта. Кроме того, уточняется правильность намеченных годовым планом видов ремонта и длительность межремонтных периодов в соответствии с фактическим состоянием приспособлений и условиями их работы. Проверку осуществляет инженер бюро планово-предупредительного ремонта и технолог по ремонту приспособлений. Календарные сроки ремонта согласовываются с начальником производственного участка, они по возможности должны совпадать со сроками ремонта станка, на котором устанавливается данное приспособление.

В настоящее время ИИИТАвтопромом разрабатываются технические материалы по планово-предупредительному ремонту оснастки, которые после окончательной доработки будут рекомендованы заводам отрасли.

УДК 66.015.24.013.

Теплообмен при нагреве металла под ковку и штамповку в нагревательных печах с кипящим слоем

А. В. ЩЕГЛОВ, А. И. КОЗЛОВ, В. П. ВУЙНЯКОВ

МНОГОЧИСЛЕННЫЕ исследования по теплообмену между псевдооживленными слоями и погруженными в них телами [1—5] дают разные значения величины коэффициента теплоотдачи. Особенно это относится к высокотемпературному теплообмену в кипящем слое $t_{к.с.} > 1100 \div 1200^\circ$, например, к случаю нагрева стальных заготовок под ковку и штамповку [2]. Отчасти это объясняется различными условиями и методикой проведения эксперимента, видом и размером теплоносителя, различными системами обработки критериальных зависимостей и т. д.

На величину коэффициента теплоотдачи значительно влияют геометрия нагреваемой детали и условия расположения ее в кипящем слое.

Использование широко применяемых эмпирических зависимостей вида

$$\alpha_k = 35,7 \rho^{0,2} \lambda_z^{0,6} d^{-0,36},$$

где α_k — конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи;

ρ — объемный вес частиц;

d — диаметр частиц,

с применением поправочного коэффициента

$$K = 1 +$$

$$+ \frac{10^4 d - 2,5}{11,7} (0,29 t^{0,22} - 1)$$

вызывает определенные трудности. Это относится к определению величины коэффициента молекулярной теплопроводности газов λ_z , особенно при теплообмене в продуктах неполного сгорания топлива (безокислительный нагрев), так как расчет λ_z методом аддитивности при наличии в продуктах горения большого числа составляющих CO , CO_2 , H_2O , H_2 , CH_4 , O_2 , N_2 не всегда применим.

Теоретических и экспериментальных разработок величины коэффициента теплопроводности таких смесей, особенно при температурах свыше 1000° , почти нет.

Использование зависимостей типа $\text{Nu} = f(\text{Ar})$ и $N_{\max} = 0,54 \text{Ar}^{-0,077}$ [5] не всегда позволяет определить истинную величину коэффициента теплоотдачи, так как в величину критериев Нусельта Nu и $N_{\max}$ входит λ_z (Ar — критерий Архимеда).

В экспериментальной установке (рис. 1) [6] проводились опыты по определению коэффициента теплоотдачи между кипящим слоем и различными стальными альфа-калориметрами.

В качестве промежуточного теплоносителя применялась «кессонная масса» и Г-90 ($\text{Al}_2\text{O}_3 > 90\%$, зернистость 0,63—1,25 мм).

Исследования по теплообмену проведены при коэффициентах расхода воздуха 0,4—0,6. Образцы при нагреве были расположены горизонтально по центру слоя на расстоянии 120 мм от плоскости решетки. Кривые нагрева записывали на быстро-

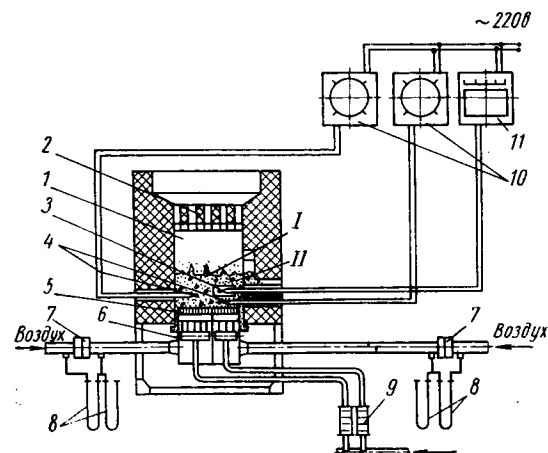


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 — рабочая камера; 2 — свод; 3 — альфа-калориметр; 4 — термопары; 5 — решетка; 6 — газосмесительное устройство; 7 — камерные диафрагмы; 8 — микроманометры; 9 — ротаметры РС-7; 10 — электрические потенциометры ЭПД-120; 11 — электрический потенциометр ЭПМ 09 М2; 12 — зона нагрева теплоносителя; 12 — зона нагрева альфа-калориметров

действующие электронные потенциометры. Одновременно измеряли температуру кипящего слоя, расход газа и воздуха в обеих зонах и брали пробы продуктов горения.

С целью определения коэффициента теплоотдачи α применялись цилиндрические образцы с различным отношением длины альфа-калориметра l к его диаметру d_1 (1:1 и 2,5:1) и

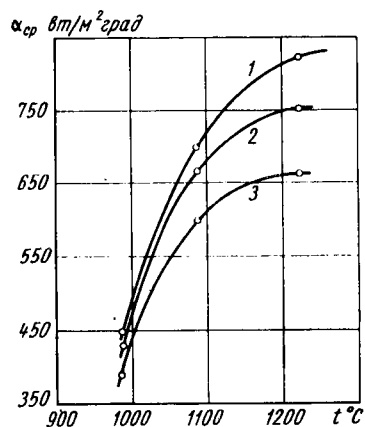


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры кипящего слоя для альфа-калориметров (сталь X18H9T):

1 — диаметр 25, длина 75 мм; 2 — диаметр 40, длина 90 мм; 3 — диаметр 60, длина 150 мм

жания фазовых превращений в металле альфа-калориметры изготовлялись из аустенитной стали X18H9T. В опытах сравнивались Архимедовы образцы $\eta/d_1=1$ [8] и альфа-калориметры с $\eta/d_1>1$. Кривые нагрева разбивались на несколько отрезков Δt . В пределах этих отрезков предполагается существование регулярного режима, а соответствующие им величины α можно считать приближающимися к истинным. Физические и геометрические характеристики альфа-калориметров принимаются постоянными в отрезке времени Δt .

Значения $\alpha_{уст}$ для альфа-калориметра (цилиндр Архимеда диаметром 45 мм и длиной 45 мм) при температуре слоя 1250° в течение всего процесса нагрева и при различных скоростях фильтрации w_ϕ , рассчитаны на основе экспериментальных данных по методике Д. В. Будрина и Е. П. Суханова [8].

Как видно из рис. 3, на первой стадии зависимости $\alpha_{уст}=f(t_u)$ имеется довольно резкий рост величины $\alpha_{уст}$, затем кривые достигают максимума (t_u — температура центра калориметра). После этого уменьшается коэффициент α , связанный со снижением перепада температур. Аналогичный характер зависимости был обнаружен и для цилиндров $\eta/d_1 \geq 2$.

Анализ кривых $\alpha_{уст}=f(t_u)$ при нагреве альфа-калориметром в кипящем слое показал, что они подобны зависимостям $\alpha_{уст}=f(t_u)$ при нагреве образцов в жидких средах, расплавленных солях, стеклах [7 и 8].

Низкое значение $\alpha_{уст}$ на первой стадии нагрева и его дальнейший рост объясняются тем, что на этом участке нагрева в

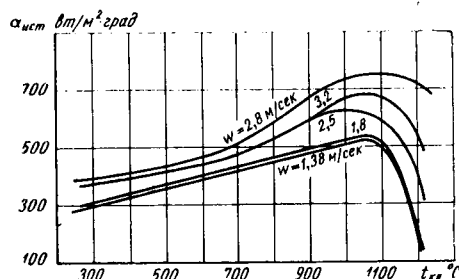


Рис. 3. Изменение истинного коэффициента теплоотдачи для альфа-калориметра (сталь X18H9T) от температуры калориметра $t_{к.к}$

жидких средах в первоначальный момент образуется корочка теплоносителя, которая имеет более низкую температуру $t_{к.к} < t_{к.с}$, чем ядро расплава. Толщина этой корочки, а следовательно, и коэффициент теплоотдачи, находятся в прямой за-

разных марок сталей. С целью определения среднего коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ср}$, рассчитываемого по формулам для «тонких» тел с поправочным коэффициентом на неравномерность нагрева применялись альфа-калориметры из сталей 45 и X18H9T (рис. 2). Из этого рисунка следует, что с увеличением диаметра образца $\alpha_{ср}$ уменьшается, а с увеличением температуры слоя — возрастает.

Для анализа физической сущности процесса нагрева стальных заготовок в кипящем слое необходимо знать истинные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{уст}$, соответствующие определенным моментам времени. Значение $\alpha_{уст}$ определяли методом регулярного режима [7]. Для избе-

висимости от массы нагреваемых изделий. По мере прогрева образца происходит расплавление корочки. Коэффициент теплоотдачи достигает максимума в момент расплавления корочки [7].

Для проверки этого предположения были измерены температурные градиенты между ближайшими к поверхности альфа-калориметра слоями и ядром слоя.

Из рис. 4 видно, что температурный градиент $\Delta t = t_{к.с} - t_{к.к}$ растет с увеличением диаметра нагреваемых образцов и существует довольно продолжительное время, составляя примерно 60–70% времени нагрева альфа-калориметра. На существование температурного градиента во время нагрева термозонда указывалось ранее [3].

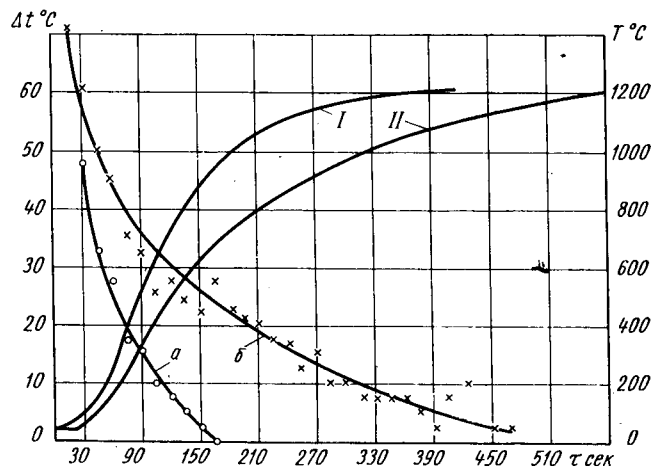


Рис. 4. Изменение температурного градиента во времени для альфа-калориметров диаметром 40, длиной 90 мм (а) и диаметром 60, длиной 150 мм (б):

I — кривая нагрева альфа-калориметра диаметром 40 и длиной 90 мм; II — кривая нагрева альфа-калориметра диаметром 60 и длиной 150 мм; τ — время, отсчитываемое от начала нагрева

Таким образом, можно провести некоторую аналогию процессов нагрева металлических изделий в кипящем слое при высоких температурах $t_{к.с} > 1100^\circ$ с теплообменом в жидких средах. Этим положением можно частично объяснить различие в коэффициентах теплоотдачи при одинаковых температурах слоя для разных образцов при постоянном расположении их относительно слоя, например, уменьшение величины эффективного коэффициента теплоотдачи в кипящем слое с увеличением диаметра альфа-калориметров [3]. В этом случае тепловой поток, идущий от ядра слоя q_1 , и тепловой поток, идущий от частиц, «видящих» поверхность нагрева q_2 , будут неравными для первой стадии нагрева. Можно записать, что $q_1 \neq q_2$.

Тепловой поток в общем случае

$$q + (\alpha_{к.к} + \alpha_{луч}) \Delta T,$$

где $\alpha_{к.к}$ — конвективно-кондуктивная составляющая коэффициента теплоотдачи;

$\alpha_{луч}$ — радиационная составляющая коэффициента теплоотдачи;

T — температура среды.

Если предположить в обоих тепловых потоках, что $\alpha_{к.к} = \text{const}$, то условие $q_1 \neq q_2$ будет объясняться, по-видимому, различной величиной $\alpha_{луч}$.

Действительно, в первом приближении для случая нагрева в кипящем слое [4]

$$\alpha_{луч} = \frac{5,7 \varepsilon_1 \left[\left(\frac{T_{к.с}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right]}{T_{к.с} - T},$$

где ε_1 — степень черноты.

В случае теплового потока от ядра слоя q_1 имеем $T = T_{к.к}$, а при $q_2 = T_{н(ц)}$. В начале нагрева, когда велика разность $T_{к.к} - T_{н(ц)}$, радиационная составляющая коэффициента теплоотдачи будет больше при q_2 , чем при q_1 , т. е. $\alpha_{луч}^{q_2} > \alpha_{луч}^{q_1}$. Затем, по мере прогрева $\alpha_{луч}^{q_2} \approx \alpha_{луч}^{q_1}$.

Насколько велика роль лучистой составляющей при высокотемпературном теплообмене, можно видеть из рис. 5.

Примем за основу модель Миклея и Фейербенкса [9], которая разработана А. П. Баскаковым для расчета α , предполагающую, что в кипящем слое движутся группы частиц с близкими скоростями — «пакеты» и проскакивают пузыри газа, практически лишенные частиц. При подходе к поверхности нагрева пакет отдает (воспринимает) тепло и затем отходит обратно в ядро слоя, где он распадается и перемешивается с остальными частицами.

Попеременно подходят пузыри, которые также омывают поверхность нагрева. Если в месте подхода пакета локальный ко-

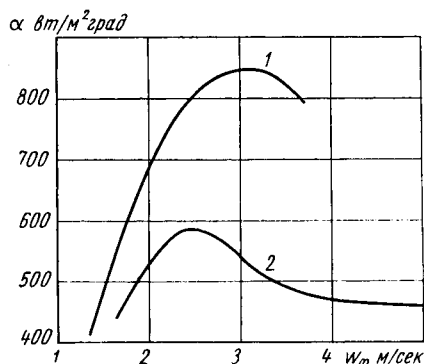


Рис. 5. Изменение коэффициента теплоотдачи в зависимости от скорости фильтрации для альфа-калориметра диаметром 40 и длиной 90 мм (сталь X18H9T) и теплоносителей:
1 — «кессонная масса»; 2 — Г-90

эффициент теплоотдачи достигает максимальных значений $\alpha \rightarrow \alpha_{\text{max}}$, то в случае подхода пузыря $\alpha \rightarrow \alpha_{\text{min}}$ [10].

Величина α_{min} определяется температурой слоя. Если в случае низких температур $\alpha_{\text{min}} \rightarrow 0$ [5], то в нашем примере $t_{\text{к.с.}} > 1200^\circ$, α_{min} стремится к своему пределу, величина которого должна быть близка к обычным условиям нагрева металла в камерных печах при тех же температурах печного пространства.

С ростом $w_{\text{ф}}$ продуктов сгорания и частиц, а также с расширением кипящего слоя средняя плотность псевдооживленного слоя падает, количество соприкосновений поверхности нагрева пузырьками газа увеличивается и в пределе величина $\alpha_{w \rightarrow \infty}$ становится равной коэффициенту теплоотдачи излучением в свободном от частиц пространстве.

Как видно из рис. 5, с увеличением скорости потока нисходящая ветвь кривой стремится к постоянному пределу. Величина этого предела близка к значениям коэффициента теплоотдачи в обычных камерных печах при тех же температурах.

Для определения оптимального положения заготовок типа рессор при нагреве их в кипящем слое «кессонной массы» проведены опыты по определению коэффициента теплоотдачи в за-

висимости от угла β , образованного вектором скорости фильтрации и вертикальной осью заготовок. В опытах применялся специальный альфа-калориметр с зачеканенной платинородий-платиновой термопарой. Эти данные приведены в таблице.

Ориентация заготовки по углу β в град	Температура слоя в $^\circ\text{C}$	Коэффициент теплоотдачи в $\text{Вт/м}^2\text{град}$
0	1190	700
40	1190	460
60	1190	270
90	1190	235

Примечание. Скорость фильтрации для всех углов β была 1,5 м/сек.

Из таблицы видно, что наибольший коэффициент теплоотдачи будет при строгом совпадении вектора скорости фильтрации продуктов сгорания и вертикальной оси плоской заготовки.

Таким образом, скорость нагрева стальных заготовок в кипящем слое до ковочных температур ($\sim 1250^\circ$) в 1,5–2 раза выше скорости нагрева в обычных пламенных печах. Коэффициент теплоотдачи достигает 700–800 $\text{Вт/м}^2\text{град}$.

Оптимальная скорость фильтрации продуктов сгорания при исследуемых температурах и теплоносителях находится в пределах 2,5–2,8 м/сек.

Заготовки типа автомобильных рессор при нагреве в кипящем слое необходимо располагать в положении «на ребро».

ЛИТЕРАТУРА

1. Антонишин Н. В., Забродский С. С. Сб. «Тепло- и массообмен», т. V, М.-Л., Изд-во «Энергия», 1966.
2. Баскаков А. П., Антифеев В. Д., Заворов А. С., Маликов Г. К. «Технология горячей штамповки». Из опыта совершенствования на уральских заводах. Вып. 2. Свердловск, Изд-во УПИ, 1965.
3. Ильиченко А. И., Махорин К. Е. «Химическая промышленность», 1967, № 6.
4. Тищенко А. Т., Хвастухин Ю. И. «Химическая промышленность», 1967, № 6.
5. Тодес О. М., Бондарева А. К., Гольцикер А. Д. Сб. «Тепло- и массоперенос», т. 5, М., Изд-во, «Энергия», 1966.
6. Щеглов А. В., Козлов А. И., Буйняков В. П. «Автомобильная промышленность», 1969, № 10.
7. Акименко А. Д., Козлов А. И., Скворцов А. А. «Известия вузов. Черная металлургия», 1965, № 7.
8. Будрин Д. В., Суханов Е. П. «Известия вузов. Черная металлургия», 1958, № 9.
9. Micley H. S., Fairbanks D. F. ALChE Journal, 1955, № 1, 3, 47.
10. Антонишин Н. В., Забродский С. С. «Инженерно-физический журнал», т. 6, 1963, № 11.

УДК 621.777:669—493

Определение усилия при штамповке осесимметричных поковок в закрытых и открытых штампах

А. Э. ДАММЕР

Научно-исследовательский и проектно-технологический институт автоматизации и механизации машиностроения

ПРИМЕНЕНИЕ закрытых штампов при штамповке на кривошипных горячештамповочных прессах позволяет значительно снизить расход металла и повысить точность поковок.

Кривошипные горячештамповочные прессы имеют постоянный ход и жесткую связь между приводом и исполнительным рабочим органом. Поэтому для предотвращения заклинивания и поломок прессов при штамповке в закрытых штампах необходимо компенсировать колебание объема заготовок, возникающее из-за неточности резки заготовок и допусков на прокат.

Для штамповки поковок с прошиваемым отверстием можно использовать закрытые штампы, у которых компенсатором служит центрально расположенная полость, примыкающая к удаляемой при прошивке отверстия перемычке [1]. Штамповка в таких штампах (рис. 1) ведется, как правило, за три перехода: осадка заготовки, предварительная штамповка в черновом закрытом ручье, где происходит предварительное оформление поковки в основном за счет радиального перемещения металла к боковой поверхности ручья (рис. 1, а), окончательная штамповка в чистовом закрытом ручье с компенсатором (рис. 1, б). Отход металла в виде внутреннего облоя,

образовавшегося в компенсаторе, удаляется при последующей прошивке отверстия в поковке.

Усилие штамповки в чистовом ручье значительно выше, чем в черновом, поэтому его необходимо знать при разработке процесса штамповки. Максимальное усилие штамповки в чистовом ручье возникает на стадии доштамповки, сопровождаю-

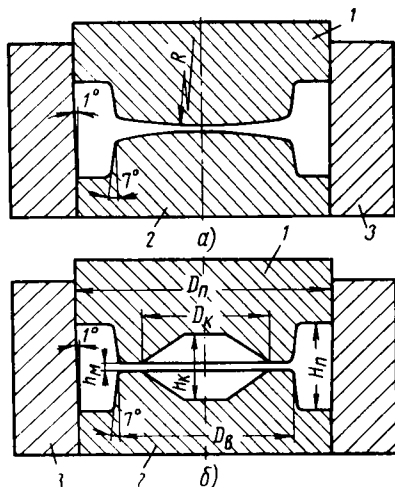


Рис. 1. Лабораторные штампы для закрытой штамповки кольцевых поковок:
а — черновой ручей; б — чистовой ручей; H_n — высота поковки; 1 — пуансон; 2 — дно матрицы; 3 — стенка матрицы

щейся вытеснением избытка металла из заполненного металлом ручья в компенсатор. На этой стадии пластическая деформация охватывает не весь объем деформируемого металла. Усилия штамповки зависят от размеров очага, в котором протекает пластическая деформация на стадии доштамповки.

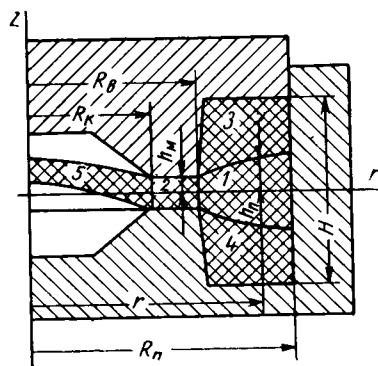


Рис. 2. Схема процесса доштамповки в закрытом штампе, принятая для определения усилия

работу деформации только в зонах 1 и 2, являющихся очагами пластической деформации.

На основании полученных опытных данных при доштамповке кольцевых поковок с нанесенной на них координатной сеткой уравнение линии пересечения вертикальной плоскости, проходящей через ось симметрии, и поверхности, разделяющей зоны 1, 3 и 4, будет

$$h_n = h_m + ah_m \left[1 - \frac{(R_n - r)^2}{(R_n - R_\theta)^2} \right],$$

где h_n — высота очага пластической деформации;

a — варьируемый параметр, величина которого определяется, исходя из принципа минимума полной энергии деформации при помощи вариационных методов.

Радиальные перемещения частиц металла в зоне 1 определяются из условия постоянства объема

$$U_{r_1} = \frac{15}{16} \frac{\Delta h}{h_n} r \left(1 - \frac{R_n^2}{r^2} \right) \left(1 - \frac{z^2}{h_n^2} \right)^2.$$

Используя соотношения Коши, находим компоненты тензора деформаций ϵ_r , ϵ_φ , ϵ_z и γ_{rz} . Далее определяем интенсивность деформации сдвига Γ_1 и работу внутренних сил

$$A_1 = \tau_s \int_0^{2\pi} \int_0^{h_n} \int_{R_\theta}^{R_n} \Gamma_1 r dr d\varphi dz,$$

где τ_s — сопротивление сдвигу (предел текучести при сдвиге);

φ — угловая координата цилиндрической системы координат.

В зоне 2 принята схема равномерной деформации. В этой зоне работа внутренних сил

$$A_2 = \pi \tau_s \Delta h R_\theta^2 \left[2 - \sqrt{3 \frac{R_\kappa^4}{R_\theta^4} + 1} + \ln \frac{1}{3} \left(\sqrt{3 + \frac{R_\theta^4}{R_\kappa^4} + \frac{R_\theta^2}{R_\kappa^2}} \right) \right].$$

Работа сил контактного трения

$$A_3 = \psi \tau_s \int_0^{2\pi} \int_{R_\theta}^{R_\kappa} U_{r_2} r d\varphi dr,$$

где ψ — коэффициент, учитывающий условия трения на контактной поверхности.

В связи с высокими удельными давлениями и развитым скольжением металла относительно штампа можно принять $\psi=1$ [2]. Тогда после интегрирования

$$A_3 = \pi \tau_s \frac{\Delta h}{h_m} \left(\frac{2}{3} R_\theta^3 + \frac{1}{3} R_\kappa^3 - R_\theta^2 R_\kappa \right).$$

Далее определяется работа сил трения на боковой поверхности штампа

$$A_4 = 2\pi \psi \tau_s R_n H \Delta h.$$

Кроме того, необходимо учесть работу сил среза (сдвига) на цилиндрической поверхности радиусом $r=R_\theta$

$$A_5 = \pi \tau_s R_\theta h_m \Delta h \left(0,375 - 0,625 a \frac{R_n + R_\theta}{R_\theta} \right).$$

Полная работа деформации равна сумме работ:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5.$$

Из условия минимума полной работы деформации определялся параметр a , которому соответствует искомая величина усилия доштамповки.

Параметр a и удельные усилия рассчитывались на электронной вычислительной машине «Урал 2». Результаты представлены в виде графиков (рис. 3 и 4). Анализ полученных зависимостей показывает, что параметр a , определяющий размеры очага пластической деформации, и удельное усилие штамповки в чистовом ручье зависят от размеров поковки.

В результате расчетов получена формула для определения усилия штамповки

$$P = \sigma_s \left[\frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_\kappa^2) \left(\frac{P}{\sigma_s} \right)_{\text{зр}} + \frac{\pi}{2\sqrt{3}} D_n H_n \right],$$

где $\left(\frac{P}{\sigma_s} \right)_{\text{зр}}$ — относительное удельное усилие (определяется по графику на рис. 4);

σ_s — предел текучести штампуемого материала при растяжении при температурно-скоростных условиях деформирования и степени деформации в чистовом ручье.

Для определения усилия штамповки поковок в открытых штампах применен тот же метод, основанный на экстремальных принципах теории пластичности.

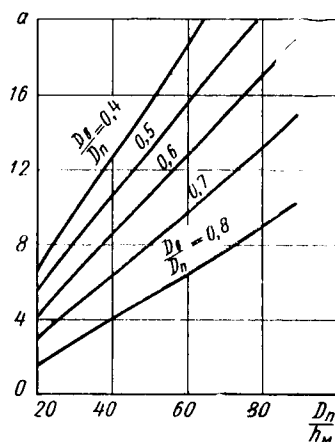


Рис. 3. Зависимость параметра a от отношений $\frac{D_n}{h_M}$ и $\frac{D_g}{D_n}$

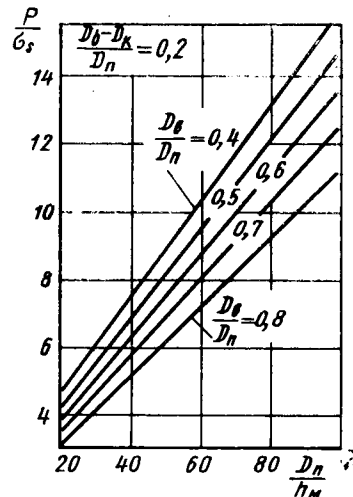
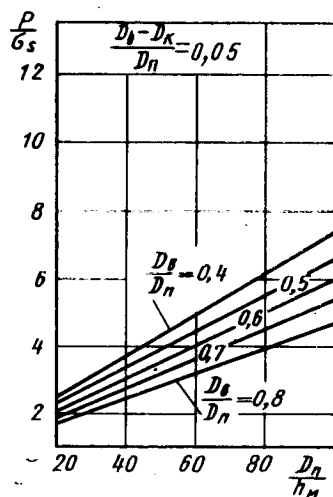


Рис. 4. Графики для определения удельного усилия штамповки в закрытых штампах с компенсатором в зависимости от диаметра поковки D_n и толщины перемычки h_M в зоне 2 при различных значениях диаметров: компенсатора D_k , прошиваемого отверстия D_g и поковки D_n

На рис. 5 показана стадия доштамповки, принятая при выводе из формулы для определения усилия. В зонах 1, 3, 5, высота которых соответственно $2h_1$, $2h_3$ и $2h_5$, пластической деформацией охватывается весь объем металла и распределение деформаций принимается равномерным. В зонах 2, 4 и 6 рас-

пределение деформации неравномерное. В остальном объеме металла представляет собой жесткое тело. Уравнение линии раздела пластической зоны 2 и жесткой зоны записываются для зоны 2 в виде

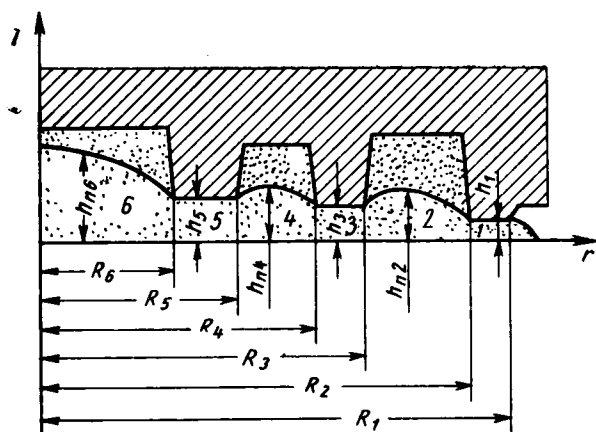


Рис. 5. Схема стадии доштамповки в открытом штампе

пределение деформации неравномерное. В остальном объеме металла представляет собой жесткое тело. Уравнение линии раздела пластической зоны 2 и жесткой зоны записываются для зоны 2 в виде

$$h_{n2} = h_1 \left[1 + a_2 \frac{(R_2 - r)(r - R_3)}{\left(\frac{R_2 - R_3}{2}\right)^2} + \frac{h_3 - h_1}{R_2 - R_3} (R_2 - r) \right],$$

а применительно к зонам 4 и 6 соответственно

$$h_{n4} = h_3 \left[1 + a_4 \frac{(R_4 - r)(r - R_5)}{\left(\frac{R_4 - R_5}{2}\right)^2} + \frac{h_5 - h_3}{R_4 - R_5} (R_4 - r) \right];$$

$$h_{n6} = h_5 \left[1 + a_6 \left(1 - \frac{r^2}{R_6^2} \right) \right].$$

Радиальные перемещения частиц металла определяются по формуле

$$U_r = \frac{15}{16} r \frac{\Delta h}{h_n} \left(1 - \frac{z^2}{h_n^2} \right)^2.$$

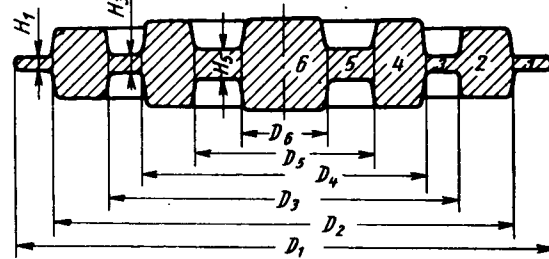


Рис. 6. Эскиз поковки (1-6 — зоны)

$$P = 0,785 \sigma_s \left\{ \left[1 + \frac{\mu}{3} \frac{D_1^3 - D_2^3}{H_1 (D_1^2 - D_2^2)} \right] (D_1^2 - D_2^2) + \right. \\ + \bar{P}_2 (D_2^2 - D_3^2) + \left[1 + \frac{\mu}{3} \cdot \frac{D_3^3 - D_2^3}{H_3 (D_3^2 - D_2^2)} \right] (D_3^2 - D_4^2) + \\ + \bar{P}_4 (D_4^2 - D_5^2) + \left[1 + \frac{\mu}{3} \cdot \frac{D_5^3 - D_6^3}{H_5 (D_5^2 - D_6^2)} \right] (D_5^2 - D_6^2) + \\ \left. + \left(1 + \frac{6,14 \frac{D_6}{H_3}}{\frac{D_6}{H_3} + 26,4} \right) D_6^2 \right\},$$

где σ_s — предел текучести штампуемого материала при растяжении при температурно-скоростных условиях и степени деформации в открытом штампе;

μ — коэффициент трения;

$\bar{P}_2 = \frac{P_2}{\sigma_s}$ — относительное удельное усилие в полости кольца с наружным диаметром D_2 и внутренним диаметром D_3 ;

$\bar{P}_4 = \frac{P_4}{\sigma_s}$ — относительное удельное усилие в полости кольца с наружным диаметром D_4 и внутренним диаметром D_5 ;

Далее определяются компоненты тензора деформаций, а затем интенсивность деформаций сдвига и работа внутренних и внешних сил на каждом из участков. Кроме того, учитывается работа сил среза (сдвига) на цилиндрических поверхностях радиусом $r = R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$.

Полная работа сопротивления деформации при доштамповке равна сумме работ внутренних сил, сил трения и сил среза во всех очагах деформации.

Варьируемые параметры a_2, a_4, a_6 определялись из условия минимума полной работы деформации, т. е. из условия равенства нулю суммы вариаций работ по соответствующему варьруемому параметру. Найденным из этих

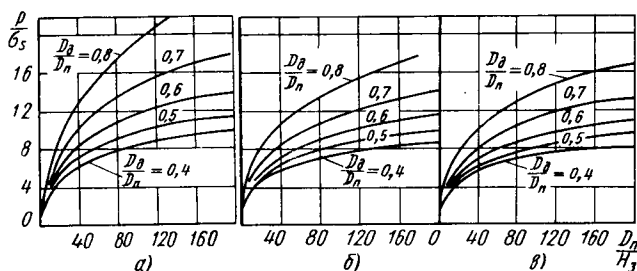


Рис. 7. Графики для определения относительного удельного усилия

$\bar{P}_2$ и $\bar{P}_4$ определяются по графикам при $H_\delta = H_3$ (рис. 7, а); $H_\delta = 10H_3$ (рис. 7, б), $H_\delta = 20H_3$ (рис. 7, в).

При определении $\bar{P}_2$ и $\bar{P}_4$ вместо значений отношений

$$\frac{D_n}{H_3}; \frac{D_\delta}{D_n} \text{ и } \frac{H_\delta}{H_3}$$

на графике следует подставлять соответственно значения отношений (см. рис. 6)

$$\frac{D_2}{H_1}; \frac{D_3}{D_2}; \frac{H_3}{H_1} \text{ и } \frac{D_4}{H_3}; \frac{D_5}{D_4}; \frac{H_5}{H_3},$$

где D_δ — внутренний диаметр кольцевой полости;
 D_n — наружный диаметр кольцевой полости;
 H_3 — высота наружной перемычки;
 H_δ — высота внутренней перемычки

В тех случаях, когда $h_5 < H_3$, значение $\bar{P}_4$ следует определять по графику, соответствующему значению $H_\delta = H_3$.

Полученная формула может быть использована для определения усилия доштамповки любой осесимметричной поковки. Так, при $D_6 = 0$ поковка (рис. 6) превращается в шестерню с прошиваемым отверстием, при $D_6 = D_5 = D_4 \neq 0$ — в шестерню с глухой ступицей, при $D_6 = D_5 = D_4 = 0$ поковка превращается в кольцо, а при $D_6 = D_5 = D_4 = D_3 = D_2 \neq 0$ — в поковку с прямоугольным поперечным сечением и, наконец, при $D_6 = D_5 = D_4 = D_3 = D_2 = 0$ поковка превращается в диск постоянной толщины.

Полученные формулы проверены в лабораториях и производственных условиях. Сопоставление опытных данных и расчета показало их удовлетворительное совпадение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Перевозчиков Б. С., Коваленко В. Ф. «Кузнечно-штамповочное производство», 1960, № 11.
2. Тарновский И. Я., Поздеев А. А., Ганаго О. А. и др. Теория обработки металлов давлением. ГИТИ, 1963.

УДК 629.113:539.538

Исследование зависимости износостойкости гильз цилиндров от микрорельефа рабочей поверхности

Д-р техн. наук Ю. Г. ШНЕЙДЕР, Г. Г. ЛЕБЕДИНСКИЙ, Г. А. БУНГА, М. Е. ГУТИН

Ленинградский институт точной механики и оптики

ВНАСТОЯЩЕЕ время рабочие поверхности гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания обрабатываются, как правило, хонингованием, обеспечивающим высокий класс чистоты поверхности $\nabla 9$. Однако такие поверхности не обладают достаточной маслосъемкостью, что при высокой упругости поршневых колец приводит к полусухому трению и к ускоренному износу сопряженных деталей, а в отдельных случаях к появлению задиrow на рабочей поверхности и к схватыванию в период приработки.

Ленинградским институтом точной механики и оптики совместно с Уфимским моторостроительным заводом были исследованы гильзы цилиндров двигателя М-412, обработанные новым способом — вибрационным раскатыванием шаром, предложенным д-ром техн. наук Ю. Г. Шнейдером [1].

Рабочая поверхность гильз цилиндров виброраскатывалась шаром для образования на ней выдавливанием системы регулярно расположенных канавок [2]. Рабочие поверхности гильз цилиндров обрабатывались с исходной чистотой поверхности $\nabla 8$. Материал гильз — серый чугун, легированный по ТУ 412-509М-Р1, твердостью $HV 197-235$. Схема обработки показана на рис. 1. Обрабатываемая гильза 1, закрепленная в при-

способлении 2, получает вращение от шпинделя токарного станка. Виброголовке 3, установленной в резцедержателе 4 станка, сообщается продольная подача s , а шару 5 виброголовки от индивидуального электродвигателя 6 через эксцентрик 7 сообщаются дополнительные осциллирующие колебания вдоль образующей обрабатываемой гильзы. Виброраскатывание производилось по следующему режиму:

Число двойных ходов шара в минуту	1400
Число оборотов детали в минуту	25
Продольная подача в мм/об	3
Эксцентриситет в мм	1,33
Диаметр раскатывающего шара в мм	7,94
Усилие упругого поджима шара к обрабатываемой поверхности гильзы в кг	40

При данном режиме на обрабатываемой поверхности образовывалась система канавок (рис. 2). Глубина канавок 5,5—

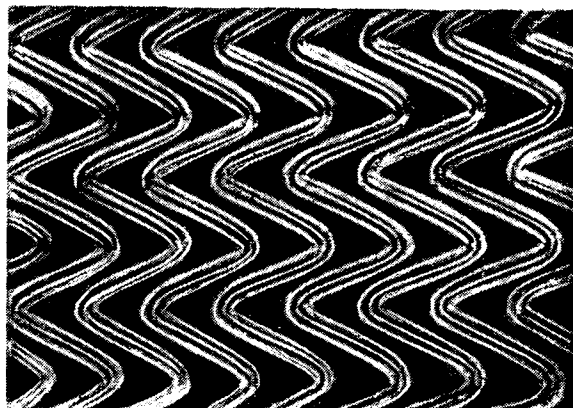


Рис. 2. Система канавок, образованная виброраскатыванием

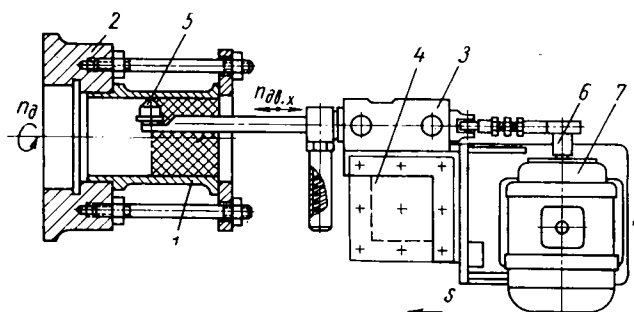


Рис. 1. Схема виброраскатывания внутренней поверхности гильзы на токарном станке

6,0 мк. Размер и форма канавок, образованных виброраскатыванием, а также микрогеометрия поверхности после хонингования определялись по профилограммам (рис. 3).

Высокая точность размеров, формы и расположения канавок при виброраскатывании позволяют аналитически рассчитывать характеристики микрорельефа, отображающие эксплуатацион-

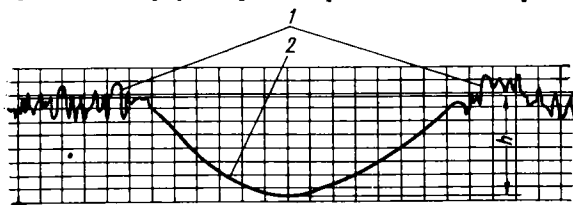


Рис. 3. Профилограмма исходной поверхности и выдавленной канавки (вертикальное увеличение 8000X, горизонтальное увеличение 116,7X): 1 — микрорельеф исходной поверхности; 2 — профиль и поверхность выдавленной канавки

ные свойства поверхностей. Значения величин площади θ , занимаемой канавками, и удельного объема канавок, определялись по формулам [3].

1. Площадь волны канавки

$$S = \frac{4}{\pi} \sqrt{d_{ш} h \left(\frac{4 \pi^2 e^2 D}{D - d_{ш}} + \lambda^2 \right)} \times E \left[\frac{4 \pi^2 e^2 D}{\left(\frac{4 \pi^2 e^2 D}{D - d_{ш}} + \lambda^2 \right) (D - d_{ш})} \right].$$

2. Часть площади боковой поверхности, занимаемой канавками,

$$\theta = \frac{S 100 \%}{s \lambda}.$$

3. Удельный объем канавок

$$V_{уд} = \frac{2}{3} \cdot \frac{h S}{s \lambda},$$

где λ — шаг волны канавки, взятый по развертке внутренней поверхности обрабатываемой гильзы, в мм;

$d_{ш}$ — диаметр шара в мм;

e — эксцентриситет в мм;

D — диаметр обрабатываемого отверстия в мм;

h — глубина канавки в мм;

E — эллиптический интеграл.

При использовании указанного выше режима виброраскатывания часть площади обрабатываемой поверхности, занимаемой канавками, составила 44,8%, удельный объем канавок 0,0016 мм.

Виброраскатанные гильзы подверглись сравнительным стендовым испытаниям по пятисотчасовой программе согласно ГОСТу 491—55. Эти испытания показали, что износостойкость виброраскатанных гильз повышается в 1,5—1,7 раза по сравнению с хонингованными гильзами.

Повышение износостойкости можно объяснить получением микрорельефа с более высокой несущей способностью и маслоемкостью трущихся поверхностей.

Таким образом, создание оптимального микрорельефа трущихся поверхностей является серьезным резервом повышения их износостойкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Бюллетень изобретений», 1961, № 2. Авторское свидетельство № 135095.
2. Шнейдер Ю. Г. Холодная бесштамповая обработка металлов давлением. Изд-во «Машинноестроение», 1967.
3. Шнейдер Ю. Г., Фельдман Я. С. «Вестник машиностроения», 1967, № 8.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113.066

Автомобильные пучки проводов со штекерными соединениями

СОВРЕМЕННЫЙ автомобиль имеет сложное электрооборудование, обеспечивающее работу механизмов, надежность, безопасность движения, удобства эксплуатации и комфорт.

В системе электрооборудования большую роль играет электропроводка, обычно выполняемая в виде пучков проводов различного сечения марки ПГВА (ГОСТ 9751—62) с цветной поливинилхлоридной изоляцией. Провода имеют опрессованные и припаянные наконечники под болтовое соединение. Пучки проводов в большинстве случаев крепятся хлопчатобумажной оплеткой — чулком.

В зарубежных автомобилях применяются провода, аналогичные отечественным, но с большой гаммой расцветок, которая увеличивается путем нанесения на цветную изоляцию провода спиральной или линейной окраски.

Для соединения с источниками и потребителями тока в основном применяются штекерные внутренние и наружные плоские наконечники.

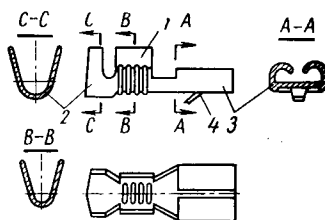


Рис. 1

Наружный штекер (рис. 1) состоит из двух частей: левой и правой, в форме корыта с загнутыми внутрь концами,

предназначенной для разъёмного соединения с внутренним штекером, изображенным на рис. 2 (обозначение позиций

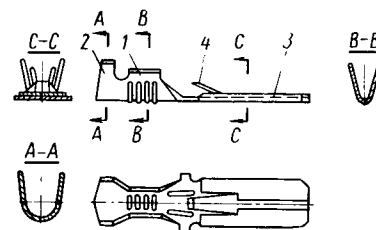


Рис. 2

для обоих рисунков одинаковое). Загнутые концы штекера, пружины, прижимают плоскость внутреннего штекера к своей нижней плоскости с большим числом контактных точек.

Левая — хвостовая часть наружного и внутреннего штекеров имеет V-образную форму и служит для неразъемного соединения с проводом. Меньшее V-образное сечение этой части 1 опрессовывается на конец оголенной жилы провода, а большее сечение 2 опрессовывается вокруг изоляции.

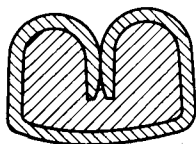


Рис. 3

Внутренний штекер также состоит из рабочей части 3, входящей в наружный штекер, и хвостовой части 1 и 2, в которую запрессовывается провод. Внутренний и наружный штекеры могут быть выполнены с фиксирующим язычком 4 для закрепления в соединительной изолирующей колодке и без язычка для применения без колодок на приборах, щитках и др.

Провод опрессовывается в хвостовик штекера в форме сердечка (рис. 3), что обеспечивает надежный контакт без применения пайки и исключает необходимость точного соответствия диаметра провода диаметру опрессованного хвостовика штекера.

Для механизации и автоматизации гальванопокрытия наконечников, опрессовки их на проводах штекеры и наконечники штампуются в форме цепочки с перемычкой по 3000—10 000 шт. и наматываются на катушку.

Для удобства и ускорения монтажа пучков проводов, а также изоляции штекеров применяются соединительные изолирующие колодки. Колодки могут быть одно-, двух-, четырех- и шести-клепковые. Колодки для внутренних штекеров конструктивно отличаются от колодок наружных штекеров. Соединительные изолирующие колодки позволяют быстро монтировать и демонтировать пучок на автомобиле, так как несколько концов соединяется одновременно. При этом исключается возможность ошибки при соединении колодок, так как их форма несимметрична и не позволяет повернуть одну относительно другой на 180° вокруг оси соединения.

Пучки проводов скрепляются бандажками из липкой поливинилхлоридной ленты с промежутками 150—200 мм. Такой способ крепления технологичней в сравнении с оплеткой хлопчатобумажными нитями, удобнее для обнаружения повреждений в проводах, так как провода открыты. Хлопчатобумажная оплетка разрушается значительно раньше, чем изоляция проводов, поэтому нарушается крепление пучка.

Применение пучков автопроводов со штекерными соединениями в сравнении с пучками автопроводов, имеющими болтовое соединение, дает следующие преимущества:

1. Экономия времени в 3—3,5 раза при монтаже электропроводки на автомобиле, так как соединение совершается простым прямолинейным движением, причем одновременно двух-, четырех- и шестиштекерных колодок.

2. Экономия латуни, расходуемой на пару штекеров и соединение наконечник—болт, ориентировочно в 3,3 раза.

3. Исключает лайку провода к штекеру или наконечнику. Отрывные усилия, обеспечиваемые опрессовкой наконечника на проводе в виде сердечка, по данным лаборатории завода «Каменец-подольсккабель», приведены в табл. 1.

Таблица 1

Штекер	Номера штекеров по ТУ	Усилие отрыва в кг
Внутренний	02506/44	24,0
Внутренний	02606/40	22,5
Наружный	02497/44	16,5
Внутренний	02501/40	19,0

Для напаянных наконечников усилие отрыва по ГОСТу 9751—61 не менее 12 кг.

4. Замена хлопчатобумажной оплетки бандажками из липкой ленты ПВХ дает экономию затрат труда и материалов.

5. Наличие большого числа контактных точек при соединении наружного и внутреннего штекеров обеспечивает небольшое падение напряжения на их участке (табл. 2).

Таблица 2

Наименование пары штекеров	Номера штекеров по нормам	Штекеры фирмы АМР		Штекеры фирмы Нипон-Электрик	
		Первое соединение в мВ	После восьми соединений в мВ	Первое соединение в мВ	После восьми соединений в мВ
Внутренний	02501/40	7	6	5	4
Наружный	02497/40				
Внутренний	02506/40	7	11	7	10
Наружный	02305/44				

Примечание. По техническим условиям падение напряжения 25 мВ не более.

Ориентировочный расчет экономической эффективности от применения пучков проводов со штекерными разъемами при сборке 1000 автомобилей составит 118 р. 20 к.

Экономия на один автомобиль при его сборке 0,118 руб.

За время эксплуатации автомобиля в течение восьми лет, ориентировочно, потребуются замена всех пучков. При этом на демонтаж и монтаж нужно затратить 0,148 руб.

Расход латуни при штекерных соединениях резко сокращается: на одно болтовое соединение наконечник—болт ориентировочно расходуется латуни 5,1 г, а штекерной пары — 1,54 г.

Автомобиль типа «Москвич» имеет около 90 соединений, а типа

Фиат — 107 пар. Применение штекерной пары дает экономию латуни на автомобиль около 0,294 кг, что при стоимости 1 кг латуни 0,98 руб. составляет 0,288 руб.

Пайка при соединении штекерных наконечников с проводом не применяется, а при болтовом соединении наконечников с проводом после штамповки припаяется оловянисто-свинцовым сплавом ПОС-40.

Экономия этого сплава на один автомобиль составляет 0,115 руб.

Экономия по зарплате на выполнение работ пайки на один автомобиль при норме на 1000 наконечников за 1,42 ч составит 0,053 руб.

Суммарная экономия при применении штекерных соединений на один автомобиль 0,604 руб.

При годовом выпуске 1 млн. автомобилей внедрение пучков проводов со штекерными разъемами дает автомобильной промышленности условную годовую экономию 604 тыс. руб.

Рассмотренная конструкция пучков со штекерными соединениями, кроме перечисленных преимуществ, позволяет частично автоматизировать и полностью механизировать процесс производства пучков проводов, что также дает значительную экономию рабочей силы.

Из сказанного ясно, что автомобильной промышленности необходимо переходить на конструкцию пучков проводов со штекерными соединениями. Переход потребует времени для подготовки про-

изводства новых штекеров и наконечников, затем освоения производства их промышленностью. Кроме того, необходима замена болтового крепления в электрических и других приборах, комплектуемых на автомобиле.

Однако уже сейчас необходимо выполнить первый этап улучшения конструкции пучков проводов при существующем способе установки их, который заключается в замене крепления пучка проводов; хлопчатобумажной оплеткой на бандажирование поливинилхлоридной липкой лентой; замене пайки хвостовой части наконечника холодной опрессовкой в форме «сердечка».

А. С. МАКЕЕВ

Завод «Каменецподольсккабель»

УДК 658.589:621.73.06

Модернизация фрикционов на прессах фирмы Пельс

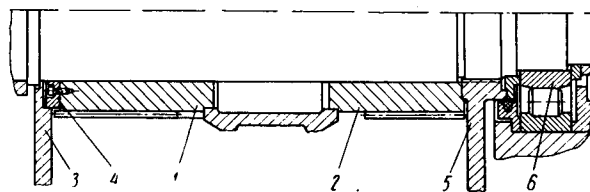
НА УЛЬЯНОВСКОМ автозаводе на прессах модели Пельс 250/2550, Пельс 500/2500 двойного действия, Пельс 500/2850, Пельс 630/3150, а также на пресс-ножницах модели 630 для повышения надежности в работе проведена модернизация фрикционов. Конструкция пресса имеет следующий недостаток. Ступицы 1 и 2 (см. рисунок) быстро выходили из строя ввиду того, что твердость зуба была недостаточна (после улучшения твердость была $HV\ 160-170$). Разрушение происходило по резбовой части в ее наименьшем сечении (6—7 мм).

Внутренний зуб диска фрикциона при работе сминается и по всему диаметру образуется полоса смятой поверхности, которая препятствует перемещению диска при включениях. Происходит интенсивный износ накладок ферродо, кроме этого, при демонтаже дисков гайку, стягивающую муфты, трудно завертывать и отвертывать, так как она завертывается заподлицо с резбовой частью тормозной ступицы и имеет толщину 20—24 мм. Ее приходилось закручивать ударами по бороздке, что приводит к смятию гайки и резьбы вала.

Гайки, накручиваемые на ступицы 1 и 2, в результате эксплуатации ослабляются, вызывая перекосы, что ведет к неравномерному усилию в дисках при включении.

После модернизации вместо гаек с передней стороны установлен диск 3, который фиксируется на ступице 1

ливать до твердости $HRC\ 56-58$, при этом внутренние поверхности диска и гайки строго параллельны, и в процессе работы эта параллельность не нарушается. Диски при включении прижимаются равномерно по всей поверхности. Стойкость зубьев по износу и стойкость накладок ферродо увеличилась.



шпонкой 4. С задней стороны установлена специальная гайка 5, которая стягивает ступицы и является одновременно съемником для распрессовывания внутренней обоймы 6 подшипника. От отворачивания гайка гарантирована задней гайкой (на чертеже не показана).

При такой схеме ступицы 1 и 2 не имеют резьбы, т. е. их можно зака-

Такая модернизация позволила эксплуатировать пресс Пельс 250/2500 в цехе крупной штамповки без замены дисков ферродо 23 месяца при двухсменной работе, т. е. продолжительность работы фрикциона увеличилась в 2 раза.

А. В. ЗИНКИН

Ульяновский автозавод

УДК 621. 436.038(73)

Новый V-образный топливный насос фирмы Америкен Бош

ФИРМА АМЕРИКЕН Бош¹ разработала новый V-образный топливный насос высокого давления APE 8-VBB (рис. 1) для V-образного восьмицилиндрового дизеля, устанавливаемого на грузовых автомобилях. При конструировании модели APE 8-VBB стремились

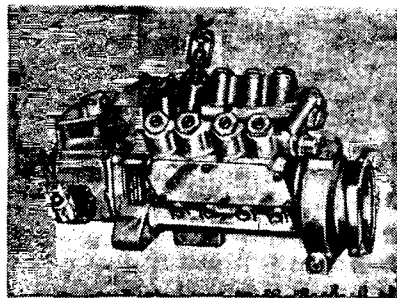


Рис. 1. Топливный V-образный насос APE 8-VBB фирмы Америкен Бош

использовать детали серийного рядного насоса APE 6BB, хорошо зарекомендовавшего себя в эксплуатации, и усовершенствовать узлы, требующие к себе особое внимания при обслуживании

насоса. В насосе 8-V была полностью заимствована из моделей APE 6BB конструкция плунжерных пар, нагнетательных клапанов, регулировочной рейки и приводного механизма. Корпус муфты опережения впрыска выполнили заодно с корпусом насоса для сокращения общей длины.

Движение плунжеров осуществляется с помощью валика, имеющего восемь кулачков. У каждой насосной секции свой кулачок, что позволяет цилиндрам двигателя работать в любом необходимом порядке. Кулачковый валик опирается на три роликовых подшипника (одни в средней части), и это в сочетании с малой его длиной, обусловленной V-образным расположением секций, исключает прогиб валика, повышает его жесткость. Благодаря указанным особенностям насос может в зависимости от числа оборотов вала насоса n_n создавать давление p около 700 кг/см^2 (рис. 2) и обеспечивать цикловую подачу Q_c до $350\text{ мм}^3/\text{цикл}$ для двигателей с объемом одного цилиндра до 4 л. Кулачки и толкатели насоса смазываются очищенным маслом, поступающим из

масляной системы двигателя.

Между блоками насоса установлена шестеренчатая топливо-подкачивающая помпа, которая подает достаточное количество топлива на всех скоростных и нагрузочных режимах. В помпе предусмотрен перепуск топлива для удаления воздуха и паров, выделяющихся в процессе нагнетания. В результате этого повышается точность дозирования и улучшается равномерность подачи топлива по цилиндрам. Помпа снабжена также насосом ручной подкачки и редукционным клапаном.

Одной из мер, принятых при разработке насоса 8-V для увеличения срока его службы, является смазка под

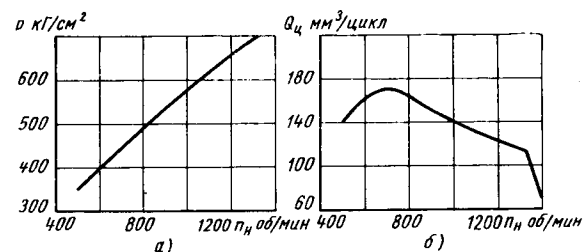


Рис. 2. Характеристика насоса APE 8-VBB

¹ «Diesel and gas turbine progress», февраль, 1969.

давлением во всережимном регуляторе скорости. Пальцы грузов регулятора усилены для уменьшения контактных напряжений.

Количество подаваемого топлива изменяется с помощью двух регулировочных реек (по одной в каждом блоке насоса), соединенных с главным рычагом регулятора.

Использование отдельного кулачка для каждой насосной секции позволяет

обеспечить работу секций в таком порядке, при котором трубки высокого давления проходят к соответствующим форсункам без пересечения с другими трубками.

В настоящее время насос 8-V проходит эксплуатационные испытания по специальной программе. Основные технические данные насоса АРЕ 8-VBB следующие:

Число секций	8
Диаметр плунжероз в мм	9—13
Цикловая подача в мм ³ /ц.кл.	До 350
Максимальное число оборотов кулачкового валика насоса в минуту	1300
Максимальное давление нагнетания в кг/см ²	700
Применяемое топливо	Дизельное № 2
Наличие муфты опережения впрыска	По требованию
Тип регулятора	Всережимный
Общая длина в см	50
Вес (средний) в кг	27

Канд. техн. наук В. Я. КОЛУПАЕВ

УДК (628.517+628.517.2):061.3

Семинар по проблеме уменьшения шума и вибраций автомобилей и тракторов

В ИЮЛЕ 1969 г. на ВДНХ проходил очередной девятый семинар по проблеме снижения шума и вибраций автомобилей и тракторов.

Б работе семинара приняли участие 95 специалистов заводов, институтов и высших учебных заведений, представляющие 49 организаций автомобильного и тракторного профиля. Было заслушано 21 доклад и сообщение.

Во вступительном слове руководитель семинара В. Е. Кошкин отметил, что уровень шума и вибраций некоторых отечественных автомобилей еще недостаточно снижен. Он перечислил основные направления, по которым следует вести исследовательские и экспериментально-конструкторские работы по уменьшению шума автомобилей.

С. А. Воронцов (Автополигон НАМИ) поделился опытом испытания автомобилей с целью оценки их шумности в условиях полигона. Проверялась точность измерения уровней и спектров шума, а также выявлялись основные факторы, влияющие на уровни шума автомобиля. Приведены средние значения уровней внешнего шума отечественных автомобилей, которые сравнивались с предельно допустимыми уровнями, принятыми в ряде зарубежных стран.

В сообщении В. В. Исаева и А. В. Брагина (Московский автозавод им. Лихачева) говорилось о результатах применения некоторых звуко- и вибропоглощающих, а также звукоизолирующих материалов в легковом автомобиле высшего класса.

В докладе В. Д. Курнатов говорилась о путях снижения структурного шума дизелей. Расчетным и экспериментальным путем выявлялись возможности уменьшения стука поршней при изменении конструктивных параметров кривошипно-шатунного механизма. В спектрах шума определялся также диапазон частот, вызываемый рабочим процессом дизеля.

Сотрудники Московского автомобильно-дорожного института В. Н. Луканин, И. В. Алексеев и Ю. В. Горшков доложили об аналитических методах исследования процессов образования шума в двигателях и об оценке влияния навесных агрегатов на шум двигателя. Приведены формулы для определения частотных и временных характеристик

шума двигателя. Долю шума от навесных агрегатов предложено оценивать коэффициентом акустической возбудимости.

В сообщении В. В. Гаврилина (Московский автомобильно-дорожный институт) излагались некоторые результаты теоретического и экспериментального исследования динамических явлений в зазорах шатунных подшипников дизеля. Приведены формулы для определения нагрузки на шатунный подшипник при наличии зазора, а также экспериментальные зависимости уровней вибрации дизеля при различной величине зазоров в этих подшипниках.

В докладе М. А. Разумовского и В. Р. Квасова (Белорусский институт механизации сельского хозяйства — БиМСХ) сопоставлялись результаты исследования шума шестерен газораспределения дизеля при работе с нагрузкой и при прокручивании от электродвигателя.

О. Б. Гуров (Сибирский филиал Всесоюзного института механизации) дал анализ применения различных методов для разделения акустического сигнала в зубчатых механизмах. О некоторых причинах возникновения шума и вибрации в подшипниках качения сообщалось в докладе сотрудника того же института А. М. Крикова.

В НАМИ разработана установка для взаимного спектрального анализа шума и вибрации автомобилей. С применением этой установки получены некоторые результаты по выявлению источника шума на фоне интенсивных шумовых помех, а также по определению доли шума, вызываемых вибрацией отдельных элементов автомобиля. Об этом говорилось в сообщении М. В. Колмакова и Е. М. Резвякова.

Часть докладов и сообщений была посвящена исследованию шума выпуска и выпуска и разработке глушителей шума автомобильных и тракторных двигателей.

В сообщении С. П. Ежова (Московский автомобильно-дорожный институт) излагались некоторые результаты исследования шума, возникающего в системах выпуска двигателей. Изучались компоненты газодинамического шума: колебания столба газа во впускном трубопроводе; возмущения, создаваемые движением

поршня, вихревой шум от препятствия в потоке и шум трения газа о стенки впускного тракта.

Доклад Г. Г. Коваленко и М. А. Разумовского (БиМСХ) содержал результаты экспериментального исследования системы выпуска быстроходного тракторного дизеля. Изучалась возможность уменьшения шума выпуска при сохранении высокого значения коэффициента наполнения.

В сообщении сотрудников НАМИ В. Е. Кошкина, Б. И. Осипова и М. С. Песочкой говорилось о некоторых преимуществах камерных глушителей шума выпуска двигателей перед резонаторными. Применение камерных глушителей позволяет более рационально использовать объем глушителя-воздухоочистителя и получить более широкую по частоте полосу заглушения.

Во Владимирском филиале НАТИ разработан типоразмерный ряд глушителей шума выпуска тракторных двигателей. Унифицированный ряд глушителей включает четыре группы глушителей объемом 3—40 л. Об этом сообщили В. М. Рудницкий и Е. А. Улитин.

О нормировании шума выпуска и выпуска транспортных двигателей говорилось в сообщении М. А. Разумовского и Н. Г. Шабуня (БиМХС). В основу нормирования положен расчет, при котором уровень шума на рабочем месте тракториста, складывающийся из шума выпуска, выпуска и шума прочих источников, не должен превышать предельно допустимые уровни.

В своем сообщении Е. Я. Юдин (МВТУ им. Баумана), В. Е. Кошкин и Б. И. Осипов (НАМИ) доложили об измерении спектров шума выпуска автомобильного двигателя на неустановившихся режимах. Приведены схема измерительной установки и результаты акустической оценки трех вариантов систем выпуска легкового автомобиля. Несколько докладов и сообщений было посвящено исследованию вибраций и виброизоляции двигателей.

Е. Г. Носаль и В. М. Белоедов (Центральный научно-исследовательский дизельный институт) доложили о теоретическом определении частот свободных колебаний элементов конструкции дизелей. Расчетные величины данных частот сравниваются со спектрами вибрации.

Частоты свободных колебаний рассчитываются по методу импедансов.

В докладе Э. М. Жаркова и А. М. Литвинова (БимСХ) говорилось об исследовании вибраций топливоподающей аппаратуры тракторного дизеля. Измерялись уровни и спектры вибраций с помощью тензодатчиков и относительные смещения отдельных деталей топливоподающей аппаратуры с помощью тензопластин.

Сотрудники НАМИ и Московского автозавода им. Лихачева представили сообщение о нормировании уровней вибрации коробок передач ЗИЛ-130 при виброакустическом контроле. Предельно допустимые уровни вибраций определя-

лись статистическим методом по данным измерений спектров вибраций большой партии коробок передач. Статистический материал обрабатывался с помощью ЭЦВМ «Минск-22М». Приведены некоторые результаты применения предельного индикатора уровней в производственных условиях.

О методе расчета колебаний силового агрегата автомобиля под воздействием дорожных неровностей сообщалось в докладе сотрудников НАМИ. Разработанный метод позволяет определять с применением ЭЦВМ «Минск-22М» параметры случайных колебаний силового агрегата при движении автомобиля по

дорогам различных типов. Результаты расчета незначительно отличаются от экспериментальных данных.

В докладе Н. С. Антонова (НАТИ) и В. Е. Тольского (НАМИ) проводились оценки виброизолирующих свойств подвески силового агрегата СМД-60 на шасси трактора Т-150. Оценка проводилась расчетным путем по значениям момента, передаваемого на шасси трактора от возмущающих факторов, вызываемых работой двигателя СМД-60.

В прениях было высказано несколько критических замечаний по заслушанным докладам. Участники семинара приняли резолюцию.

Канд. техн. наук А. Г. ЗУБАКИН, Г. В. ЛАТЫШЕВ, Б. И. ОСИПОВ,

канд. техн. наук В. Е. ТОЛЬСКИЙ

НАМИ

УДК 629.113—585.22.001.4(049.3)

К Р И Т И К А и БИБЛИОГРАФИЯ

Ю. И. Чередниченко. Испытания автомобильных гидромеханических передач. Изд-во «Машиностроение», 1969.

В ПРОЦЕССЕ создания и доводки гидропередач особое значение имеют испытания, которые должны дать исходные материалы для совершенствования гидропередачи в целом, по отдельным узлам, а также объективные данные для оценки ее качества, надежности и долговечности. Некоторые автозаводы к настоящему времени накопили ценный опыт в указанной области. Этот опыт, к сожалению, мало известен, и часто предприятия, приступая к разработке гидропередач, тратят много времени и средств на освоение методов испытания гидротрансформаторов и гидропередач.

Рецензируемая книга обобщает большую работу Московского автозавода им. И. А. Лихачева по исследованию гидропередач различных типов и по методике их испытаний (лаборатория гидропередач на этом заводе создавалась при активном участии автора книги; кроме того, под его руководством были разработаны основное оборудование и стенды). В книге отражен также опыт ряда отечественных автозаводов, институтов и ведущих зарубежных фирм. В этом аспекте следует безусловно одобрить выпуск рецензируемой книги.

Содержание книги охватывает широкий круг вопросов.

В первой главе классифицированы виды испытаний и определены задачи испытаний.

Основное лабораторное оборудование для испытания гидропередач описано во второй главе. Рассмотрены схемы стендов, характеристики приводных и тормозных устройств; описаны гидравлические и индукторные тормоза. Наибольший интерес представляют стенды для испытаний гидропередач на неустановившихся режимах. Значительное внимание уделено измерительной аппаратуре, весовым устройствам, динамометрическим валам, осциллографической аппаратуре и т. п.

Основным узлом гидропередачи является гидротрансформатор. Поэтому испытанию гидротрансформаторов посвящена отдельная глава. Исследованы различные способы проведения испытаний и необходимые для этого устройства. Особое внимание уделено вопросам точности измерений; даны способы оценки погрешности и указаны пути повышения точности измерений.

В четвертой главе изложены методы лабораторных испытаний гидропередач в сборе и их отдельных узлов: шестеренных насосов, уплотнений, фрикционных узлов, центробежных регуляторов, гидравлической системы управления и т. п. Рас-

смотрены также испытания гидропередачи на работоспособность и долговечность.

Последняя глава содержит материалы по планировке лабораторий и схемы установок оборудования.

Рассмотрим некоторые недостатки книги. Например, в ней рассматриваются преимущественно лабораторные и стендовые испытания гидропередач, а дорожные разбираются недостаточно.

Анализ погрешностей при определении характеристики гидротрансформатора (глава третья) ведется, исходя из предельных относительных ошибок измерений. Желательно было бы также оценить средние статистические и наиболее вероятные ошибки таких измерений.

До настоящего времени четко не установлено, какое число экспериментальных точек необходимо для достоверного построения характеристики гидротрансформатора: слишком большое количество экспериментальных данных значительно увеличивает время эксперимента, а их недостаток приводит к неопределенности; применяются различные методы обработки опытных данных, и все это в итоге влияет на конечный результат испытаний. Перечисленные вопросы в книге не рассматриваются.

Книга содержит, наряду с рекомендациями методического характера, конкретные сведения по величинам, определяемым или контролируемым в процессе испытаний. Это несомненное ее достоинство. Но к сожалению, такие рекомендации в некоторых разделах отсутствуют, так, нет примерных величин к.п.д. шестеренных насосов и потерь трения.

При эксплуатации особое значение придается демпфирующим свойствам гидротрансформаторов. Однако экспериментальному определению таких характеристик гидротрансформаторов в книге не уделено должного внимания.

В последние годы доводка гидротрансформаторов даже в заводских условиях сопровождается определением осевых сил на рабочих колесах, измерением параметров потока с помощью зондов и датчиков давлений. Эти вопросы также не нашли отражения в книге.

Перечисленные недочеты явились, видимо, результатом слишком ограниченного объема книги.

Оценивая книгу в целом, следует указать, что она отражает высокий профессиональный уровень и огромный опыт, накопленный Московским автозаводом им. Лихачева. Книга без сомнения будет служить ценным практическим руководством при проведении испытаний, исследований и доводки гидропередач.

Инженеры смежных отраслей машиностроения, где также с успехом используются гидропередачи, найдут в книге много нужных сведений и справочных данных.

Желательно, чтобы автор книги продолжал весьма полезную работу по систематизации материалов в области испытаний и исследования гидропередач.

Канд. техн. наук В. И. ЛАПИДУС

НАМИ

Рефераты статей

УДК 621.892.2:621.43:629.113

О моторной оценке склонности масел к образованию низкотемпературных отложений в автомобильном двигателе. Григорьев М. А., Пименов А. М., Бунаков В. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Применение приводной центрифуги при испытании на одицилиндровой карбюраторной установке НАМИ-1 в сочетании с «холодным» и «горячим» режимами работы позволяет классифицировать моторные масла по их склонности к образованию низкотемпературных отложений в двигателе. Табл. 4. Рис. 4. Вибл. 5.

УДК 621.43.001:629.113.002.5

Компоновка испытательной станции двигателей. Киреев Н. Я., Михайлов В. Н. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Рассматриваются вопросы устройства и работы станции для испытания двигателей. Описывается система обеспечения обкатываемых двигателей маслом, циркуляционная подача воды для охлаждения, доставка топлива испытываемым двигателям. Рис. 3.

УДК 629.113—585.2

Особенности работы блокированной трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4×4. Вочаров Н. Ф., Макаров С. Г. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Исследуется специфика работы блокированной трансмиссии, процессы выравнивания радиусов качения ведущих колес и условия, при которых наступает это выравнивание. Полученные зависимости расширяют границы применения аналитического метода для исследования перераспределения крутящих моментов при кинематическом рассогласовании. Рис. 2. Вибл. 3.

УДК 621.434.1:629.113:621.43—4

О процессе смесеобразования в карбюраторе при дросселировании. Пиварунас А. Б., Буданов Г. Ф. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Исследовано влияние условий распыливания и распределения топлива в смесительном тракте карбюратора на рабочие показатели двигателя при дросселировании. Стабилизация во время процесса подачи топлива позволяет расширить пределы эффективного обеднения смеси и улучшить регулировочные показатели двигателя. Качество смесеобразования в карбюраторе при малых углах открытия дроссельной заслонки определяется в основном топливоподачей. Рис. 2. Вибл. 4.

УДК 629.114.53.628.83.001.5

Исследование воздухообмена в микроавтобусе РАФ-977Д с помощью ацетона. Купцов С. И., Малинин Е. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Изложены методика и результаты исследований воздухообмена с помощью ацетона в закрытом микроавтобусе РАФ-977Д, оборудованном рециркуляционной системой кондиционирования воздуха при различных скоростях движения. Табл. 1. Рис. 2. Вибл. 3.

УДК 629.114.795

Самоходная динамометрическая машина с тяговым усилием до 10 т. Крестовников Г. А., Певунчиков В. И., Щуклин С. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Создана самоходная динамометрическая машина с гидродинамической тормозной установкой на базе автомобиля МАЗ-501. Машина отличается высокой стабильностью режимов торможения, надежна в эксплуатации. Рис. 2.

УДК 629.113.056.2

Электронный тахометр Э та п-2. Корабельников А. А., Рамин Е. Л. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1. Описан электронный тахометр, в основу работы которого положена регистрация числа электрических импульсов в системе зажигания, кратного числу оборотов коленчатого вала двигателя. Рис. 2.

УДК 629.113.012.61.001.24

Исследование и расчет напряженного состояния ободьев колес грузовых автомобилей. Балабин И. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Приведен метод расчета ободьев колес грузовых автомобилей, разработанный на основе обобщения экспериментальных исследований и использования теории составных осесимметричных оболочек. Проведен анализ напряженности и даны рекомендации, направленные на снижение веса и повышения несущей способности ободьев. Рис. 3. Вибл. 5.

УДК 629.114.53.001.1:629.113.073.001.5

Исследование устойчивости движения управляемых колес автобусов с пневматическими подвесками. Акопьян Р. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

С новых позиций при учете взаимодействия пневматики с дорогой рассмотрены колебания управляемых колес относительно шкворней. В общем случае возможно исследование устойчивости движения при корреляционном анализе. Дана качественная и количественная оценка влияния колебательных и эксплуатационных параметров автобуса и средние квадратичные колебания колес относительно шкворней. Рис. 2. Вибл. 4.

УДК 629.114.4.001.45

Ускоренные полигонные испытания некоторых узлов грузовых автомобилей. Вурдасов И. Е., Кухтин И. Е., Павленко В. И., Рецкер М. И. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Дана краткая характеристика специальных мощных дорог и дороги типа «короткие волны», построенных на автомобильном полигоне НАМИ. Описаны результаты испытаний грузовых автомобилей на этих дорогах. Произведен анализ полученных результатов. Табл. 3. Рис. 4. Вибл. 2.

УДК 629.113.012.55.001.5

Тангенциальная деформация и скольжение пневматической шины. Купцов В. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Рассмотрены вопросы теоретического и экспериментального исследований кинематики движения пневматической шины при качении ее по твердой опорной поверхности. Определены зависимости, характеризующие тангенциальную деформацию шины, смещение беговой дорожки протектора шины относительно обода и скольжение ее относительно опорной поверхности. Рис. 4. Вибл. 2.

УДК 629.113.001.4:62—788.1

Экспериментальное определение некоторых параметров автомобилей на стенде опрокидывания. Аксенов П. В., Илкайдров В. С., Сергеев В. Н. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Изложена методика и результаты определения некоторых параметров автомобилей: угла поперечной статической устойчивости, высотной координаты центра тяжести, угловой жесткости несущей системы (рамы) и подвески, с помощью специального стенда опрокидывания. Табл. 2. Рис. 2.

УДК 629.113.012.551.6.004.15

К вопросу об экономической эффективности шин типа Р. Яшунская Ф. И., Крицков В. Ф., Рагимов С. И. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Рассмотрены методические вопросы определения экономической эффективности шин Р. Предлагается формула расчета суммарного эффекта при использовании шин Р. Приведены ориентировочные данные экономического эффекта от производства и применения шин Р для массовых грузовых автомобилей. Табл. 4. Вибл. 6.

УДК 681.2:625.7.032.37

Импульсный измеритель буксования. Афанасьев В. Я., Васильковский А. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Предлагается устройство импульсного измерителя буксования, который дает возможность измерять максимальную величину буксования при взаимодействии дорожного покрытия с колесами автомобилей. Рис. 2.

УДК 629.113:621.9.002.54.004.67:658.5

Опыт внедрения планово-предупредительного ремонта приспособлений. Итин Е. Б., Рыков Я. П. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Описываемая система является комплексом организационных и технических мероприятий по уходу, надзору и ремонту приспособлений. Даны методы и рекомендации. Табл. 3.

УДК 66.015.24.013

Теплообмен при нагреве металла под новку и штамповку в нагревательных печах с кипящим слоем. Щеглов А. В., Козлов А. И., Буйняков В. П. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Анализируется теплообмен при нагреве стальных заготовок в кипящем слое до ковочных температур. Сопоставляется нагрев металлов в кипящем слое с нагревом в жидких средах. Табл. 1. Рис. 5. Вибл. 10.

УДК 621.777:669—493

Определение усилия при штамповке осесимметричных поковок в закрытых и открытых штампах. Даммер А. Э. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

Формула получена для определения усилия при штамповке на основе принципа минимума полной энергии деформации при помощи вариационных методов. Теоретическое решение проверено в лабораторных и производственных условиях. Погрешность не превышает 10—15%. Рис. 7. Вибл. 3.

УДК 629.113:539.538

Исследование зависимости износостойкости гильз цилиндров от микрорельефа рабочей поверхности. Шнейдер Ю. Г., Лебединский Г. Г., Вунга Г. А., Гутин М. Е. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.

В статье излагаются результаты экспериментального сравнительного исследования износостойкости гильз цилиндров двигателей М-412 в зависимости от микрорельефа их рабочей поверхности. Приводится методика аналитического расчета регулярного микрорельефа, создаваемого способом вибрационного раскатывания. Рис. 3. Вибл. 3.

Пневматические гайковерты ударного действия сокращают время сборочных и ремонтных работ

На ремонтных работах, как правило, половина полезного рабочего времени тратится на завинчивание и отвинчивание гаек и болтов. Много времени на подобные операции расходуется и при обычных сборочных и демонтажных работах.

Мощные пневматические импульсные гайковерты значительно сокращают время выполнения таких операций.

Модель гайковерта для болтов любого диаметра

Фирма АТЛАС КОПКО предлагает широкий ассортимент импульсных гайковертов для болтов диаметром от 6 до 32 мм. Все модели гайковертов снабжены мощными двигателями роторного типа. Крутящий момент двигателя во время импульсного такта многократно возрастает. Отсутствие обратной подачи делает работу с гайковертом удобной для оператора. Кроме того, изготавливается увеличенная модель для болтовых соединений с гайками шириной до 145 мм.

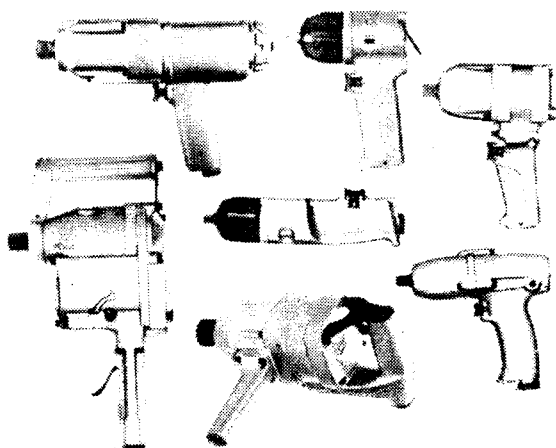
Предлагаются два типа гайковертов с одноударным или двухударным механизмом

Помимо двигателя, однократный механизм состоит только из четырех движущихся деталей. Гайковерты этого типа развивают один большой крутящий импульс на один оборот ротора и работают в режиме от 10 до 17 импульсов в секунду. Они хорошо используются для крепления большинства типов жестких соединений.

Механизм имеет передний и обратный ход. Крутящий момент легко регулируется. Гайковерт может отвинчивать болты с высоким крутящим моментом и затягивать новый болт до точно установленного предела затяжки.

Двухударные гайковерты

В гайковертах двухтактного типа двигатель работает с более высокой скоростью, инструмент создает два более слабых крутящих импульса за один оборот и работает в режиме от 30 до 45 импульсов в секунду. Такое действие является рациональным для монтажных работ. Двухтактные гайковерты относятся к универсальным инструментам и особенно удобны для работы с гибкими соединениями.



Модели гайковертов и их техническая характеристика

Наименование типа	Максимальный диаметр болта в мм	Число ударов в мин	Вес в кг
Одноударные модели:			
М 054	6	1 000	1,45
М 14	8	1 000	1,6
М 24	10	950	2,4
М 34	12	750	2,9
М 44	16	700	3,8
М 64	32	600	7,9
Двухударные модели:			
М 11	10	2 800	1,9
М 25	16	1 950	4,1
М 31	19	1 850	5,0
М 43	22	1 870	10,0
Увеличенная модель гайковерта М 41 ударного действия	145 (гайка)	880	36,0

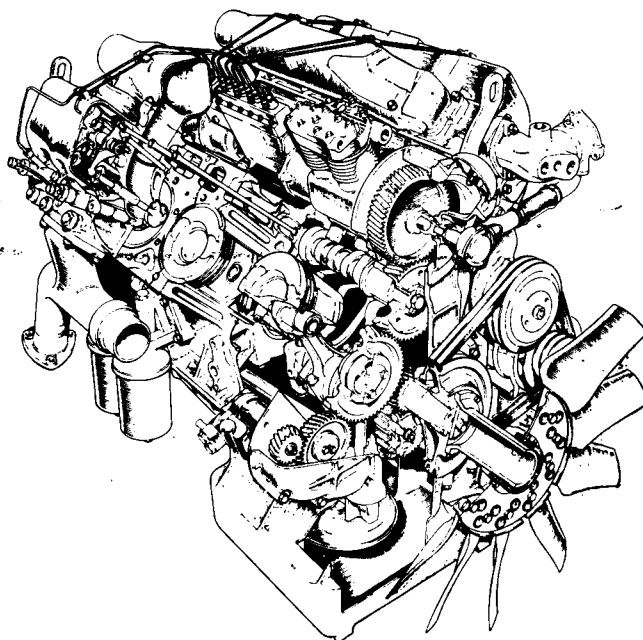
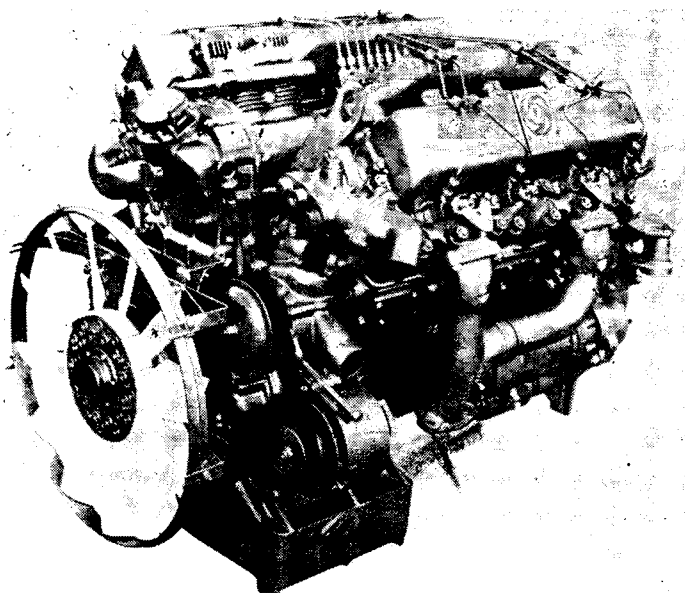
Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12.

Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51) В/О «Внешторгреклама»

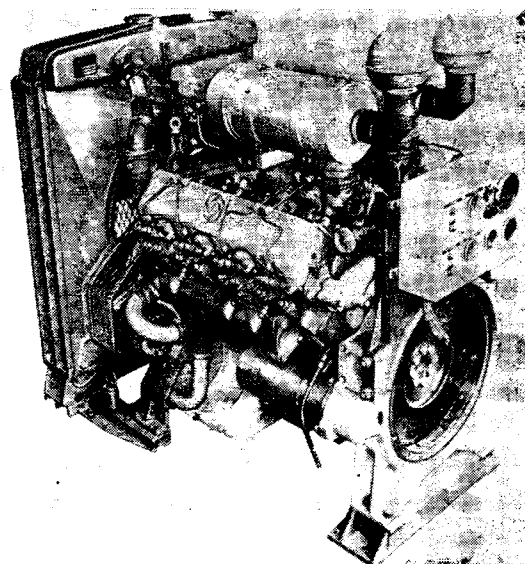
ATLAS COPCO AB, S-10523 STOCKHOLM, SWEDEN

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Atlas Copco



Дизель V8 серии 801
мощностью 277 л.с.,
выпускаемый фирмой
БРИТИШ ЛЕЙЛАНД



Восьмицилиндровый V-образный дизель, изготовленный английской фирмой Бритиш Лейланд, предназначен для автомобильного транспорта и промышленных целей. Благодаря рациональной конструкции дизеля, его мощность на единицу веса значительно выше, чем у других дизелей подобного типа. Дизель обладает способностью создавать высокий момент при низком числе оборотов. Обслуживание его при текущем ремонте простое. Этим обеспечивается надежная работа дизеля V8 серии 801 в течение длительного срока службы.

Дополнительные сведения по данному дизелю, а также по другим дизелям производства фирмы БРИТИШ ЛЕЙЛАНД, можно получить от нашего Отдела технического обслуживания.

Показатели	DIN 70020	DIN 6270 (непрерывный режим)
Мощность в л. с.	277	201
Число оборотов в минуту	2600	2200
Крутящий момент в кгс/м при 1400 об/мин	88,6	70,8



Отделение специальных продуктов

SPECIAL PRODUCTS DIVISION

Leyland, Lancashire, Англия, Телетайп: 67655.

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12.
 Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА».



Рассчитаны на долгую, безупречную работу и к тому же красивы

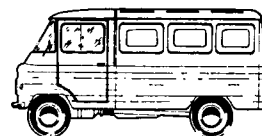


Грузовой автомобиль ZUK A-13

Автомобиль предназначен для перевозки самых различных грузов весом до 900 кг. Наибольшая эффективная мощность двигателя 70 л. с. позволяет достичь отличных показателей при перевозке, а также обеспечивает хорошее ускорение, возможность легкого хода на подъемах и среднюю скорость 90 км/ч. Автомобиль ZUK A-13 используется, главным образом, для перевозки, заготовительных товаров торговой сети. Конструкция этого автомобиля современна и прочна.

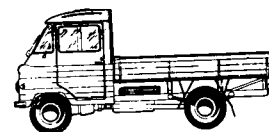
Автофургон ZUK A-06

Этот автомобиль является модификацией грузового автомобиля ZUK A-13. Кузов типа фургон с хорошими уплотнениями предназначен для перевозки штучных грузов, требующих предохранения от пыли и дождя. Погрузка и выгрузка осуществляются также через дополнительную боковую дверь. Этот автомобиль может изготавливаться с окнами в загрузочном помещении. Ходовые качества автофургона те же, что у грузового автомобиля ZUK A-13.



Грузовой автомобиль ZUK A-11

Автомобиль является усовершенствованной моделью автомобиля ZUK A-03. У него открытая бортовая платформа, что позволяет увеличить полезную площадь для груза. Кузов несколько приподнят, чтобы уничтожить выемки для колес. Благодаря этому площадь кузова увеличивается и загрузка упрощается. Автомобиль предназначен для перевозки штучных грузов, ящиков и даже сыпучих материалов весом до 950 кг.



Пожарный автомобиль ZUK-14

Этот автомобиль служит для ликвидации пожаров жидкими химическими средствами из бака, а также водой, подводимой от водопроводной сети или другого источника. В кузове предусмотрено противопожарное оборудование и трехместное отделение для команды. Соответствующее эффективное снаряжение, маневренность и скорость автомобиля говорят о высоких качествах этой модели.



Каждый автомобиль, предлагаемый объединением POL-MOT отличается большой прочностью и рассчитан на длительный срок службы в самых неблагоприятных условиях.



ПОЛЬ-МОТ
Варшава, ул. Сталинградска, 23
Польша

Exporters
Foreign Trade Enterprise for Automotive
Industry
POL-MOT
Warszawa Stalingradzka 23 POLAND

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»