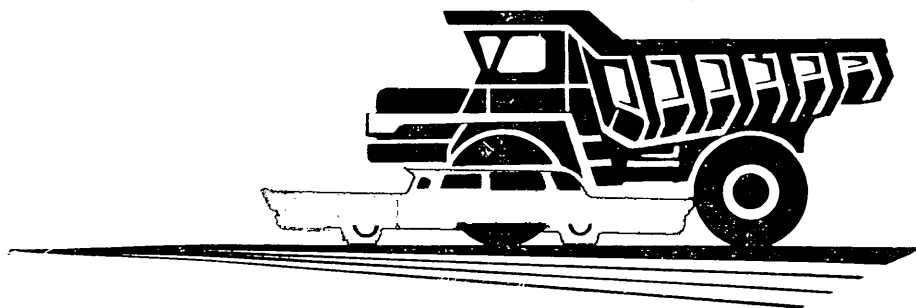


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1980

4



СОДЕРЖАНИЕ

Н. Я. Лирман, Е. А. Устинов, В. А. Кузин — В. И. Ленин и советское автомобилестроение	1
А. Н. Островцев — Необходимые основы теории управления качеством продукции	3

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

В. А. Артемьев, М. А. Григорьев, В. Н. Ефремов — Исследование комбинированной системы очистки масла в дизелях ЯМЗ	7
О. С. Руктешель, Л. Е. Таубес, Д. В. Стелажов — Использование регрессионных моделей при исследовании переходных процессов работы двигателей внутреннего сгорания	9

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Н. С. Басов, С. В. Власов, В. Н. Москалев, В. И. Солсвьев, К. А. Федорович, С. А. Шуклин — Влияние аэродинамического обтекателя на расход топлива грузовым автомобилем	10
А. А. Пслунгян, В. П. Белобров, А. Б. Фоминых, С. И. Кондрашкин — Определение момента сопротивления на вращающемся колесе при движении автомобиля через единичную неровность	12
Е. А. Галевский, Е. И. Блинов, В. Т. Кузнецов — Определение приведенной жесткости подвески ведущего колеса мотоцикла	14
А. Р. Спириин, Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд — Исследование инерционности тормозных механизмов как звеньев антиблокировочных систем	16
А. И. Рябчинский, О. В. Мельников, Л. О. Тедер — Системный подход при разработке комплексных методов исследования функциональных свойств ремней безопасности	18
В. Д. Котенко, В. Н. Оситов, А. А. Чернецов — Кондиционер для охлаждения воздуха в кабине автомобиля-самосвала БелАЗ-548А	23
М. А. Носенко, М. М. Бахмутский, В. М. Торко — Влияние чувствительности автомобиля к повороту руля на управляемость и устойчивость движения	24
Б. А. Захаров — Стабилизированный зарядный выпрямитель	26
А. А. Пчелинцев, А. П. Фельзинг — Экспериментальное исследование аварийных режимов генераторов	28

ТЕХНОЛОГИЯ

А. В. Воронин — Техничко-экономический анализ повышения качества сборки подшипниковых узлов в редукторах	29
В. Г. Лепилов, С. Е. Шишков — Влияние термообработки на точность размеров деталей	32

ИНФОРМАЦИЯ

А. В. Эрвайс — Металлообрабатывающие станки, машины и инструмент Швейцарии	33
М. М. Дижур, А. А. Эйдинов — Современные достижения и направления развития стартерных аккумуляторных батарей	35
Б. Б. Бобович — Синтетические материалы для тентов автомобилей	36
В. В. Медведев — Приспособление для контроля круглости изделий на оптической делительной головке типа РЗ	38
Новости в технологии машиностроения за рубежом	38

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

О. М. Малашкин — Рецензия на книгу М. М. Вихерта и М. В. Мазинга. Топливная аппаратура автомобильных дизелей. Конструкция и параметры. М.: Машиностроение, 1978	39
Рефераты статей	40

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечеистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунов, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

4

АПРЕЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1980

Год издания XLVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113.001 (091)

В. И. Ленин и советское автомобилестроение

Н. Я. ЛИРМАН, Е. А. УСТИНОВ, В. А. КУЗИН

Министерство автомобильной промышленности, НИИТавтопром

С ОВЕТСКИЙ народ с большим трудовым и политическим подъемом встречает 110-ю годовщину со дня рождения величайшего мыслителя и революционера, основателя Коммунистической партии Советского Союза и Советского государства Владимира Ильича Ленина. Трудящиеся нашей Родины под руководством Коммунистической партии, следуя по пути, указанному великим Лениным, добились больших успехов. Вместе со всей экономикой страны развивалась и автомобильная промышленность, ставшая сегодня одной из передовых отраслей социалистической индустрии.

В. И. Ленин придавал большое значение развитию автомобильного транспорта как одному из важнейших средств подъема экономики страны.

Когда в развитых капиталистических странах появился новый вид транспорта — автомобильный, Владимир Ильич живо интересовался его становлением и развитием, предвидя в этом виде транспорта большое будущее для промышленности и населения.

Еще в 1913 г. в статье «Одна из «модных» отраслей промышленности» В. И. Ленин отметил, что автомобильное дело при условии обслуживания большинства населения имеет громадное значение, ибо общество объединенных рабочих заменит автомобилями очень большое количество рабочего скота в земледелии и в извозной промышленности.

В царской России не было собственной автомобильной промышленности, хотя такие талантливые конструкторы, как Б. Г. Луцкой, И. В. Романов, П. А. Фрезе, И. П. Пузырев, предлагали оригинальные модели автомобилей.

Единственным предприятием, сумевшим наладить серийное производство автомобилей, был Русско-Балтийский вагонный завод в Мытищах («Бекокс»). Одновременно создавались различные мелкие частные предприятия, производившие отдельные автомобильные узлы, агрегаты или детали, шоферский инструмент. Они занимались ремонтом автомобилей или пытались их собирать. Однако до Октябрьской революции 1917 г. автомобильная промышленность в России не была создана.

В 1916 г. в России была предпринята попытка строительства пяти автозаводов с помощью государственных кредитов — в Москве (АМО в Симоновской слободе и «Русско-Балтийский» в Филах), в Ярославле (А/О Лебедева), в Рыбинске («Русский Рено»), в Ростове-на-Дону («Акса́й») и одного государственного завода в Мытищах («Бекокс»). Одновременно создавались различные мелкие частные предприятия, производившие отдельные автомобильные узлы, агрегаты или детали, шоферский инструмент. Они занимались ремонтом автомобилей или пытались их собирать. Однако до Октябрьской революции 1917 г. автомобильная промышленность в России не была создана.

В статье «Одна из «модных» отраслей промышленности» В. И. Ленин поставил по существу вопросы о необходимости организации массового производства автомобилей в стране, широкого использования автомобилей в народном хозяйстве, насыщения автомобильной техникой сельского хозяйства.

С первых дней Советской власти В. И. Ленин проявлял непосредственную заботу о развитии машиностроения вообще, а транспортного — в частности, в том числе — автомобилестроения. Придавая большое значение транспорту, он рассматривал его как одну из важнейших областей общественного материального производства.

Создание автомобильной промышленности являлось составной частью задачи создания и развития машинного производства, как ведущего элемента в решении проблемы создания и развития социалистической экономики. В первые годы Советской власти В. И. Ленин неоднократно указывал на необходимость технического перевооружения сельского хозяйства и создания для него мощной базы машинной техники как решающего средства для социалистического переустройства деревни.

Наряду с вниманием к железнодорожному и водному транспорту В. И. Ленин постоянно указывал на необходимость эффективного использования автомобильного транспорта. В начальный период гражданской войны В. И. Ленин подготовил проект постановления Совнаркома об установлении точного числа грузовых автомобилей, передаваемых в Народный комиссариат продовольствия. Одновременно В. И. Ленин предлагал детально выяснить состав Автосекции, которая передавалась этим постановлением в ведение Отдела транспорта Высшего Совета Народного Хозяйства.

В. И. Ленин постоянно заботился о нуждах рабочих автозаводов. Так, стремясь сохранить кадры автомобилестроителей, 14 октября 1920 г. на заседании Совнаркома под председательством В. И. Ленина был решен вопрос о предоставлении фронтного красноармейского пайка рабочим и служащим Четвертого государственного автозавода в Москве, производившего тогда автоплуги.

В период гражданской войны В. И. Ленин обращал серьезное внимание на использование автомобилей в условиях фронта. Осенью 1919 г. Путиловский завод в Петрограде получил задание на переделку партии бронеавтомобилей «Остин» на полугусеничный ход по системе инженера А. А. Кегресса. Эти легковые автомобили с полугусеничным двигателем были способны двигаться по болоту, грязи, сне-

гу. Они служили для связи со штабами, для перевозки раненых. В. И. Ленин придавал большое значение этим работам, интересовался ходом производства.

21 мая 1920 г. за подписью В. И. Ленина вышло постановление Совета Труда и Оборона «О мерах пополнения военного автотранспорта на Ипольском фронте автомобилями и мотоциклами». В нем были подробно разработаны срочные мероприятия по реквизиции большого числа автомобилей из гражданских учреждений, мобилизации водителей и направлении их в действующую Красную Армию.

За подписью В. И. Ленина был создан ряд декретов, направленных на организацию и упорядочение деятельности автомобильного транспорта и его органов. 31 мая 1918 г. Совнарком принял декрет «О реорганизации и централизации автомобильного хозяйства Республики». Цель издания этого документа заключалась в том, что необходима была правильная постановка автомобильного хозяйства в пределах Российской Советской Федеративной Социалистической Республики, а также сохранение и надлежащее использование автомобильного имущества.

В соответствии с этим декретом все вопросы, относившиеся к автомобильному транспорту, сосредоточивались в специально создаваемой Центральной Автосекции ВСНХ. На нее возлагались функции центрального органа по руководству развитием автотранспорта в стране, включая эксплуатацию автомобилей, ремонт, материальное снабжение, производство запасных частей и автомобилей, распределение их между наркоматами и ведомствами.

Этим декретом было положено начало централизованному руководству автомобильным транспортом и созданы предпосылки для развития автомобильной промышленности.

10 июня 1920 г. В. И. Ленин подписал декрет Совнаркома «Об автодвижении по городу Москве и ее окрестностям. /Правила/, который явился первым государственным документом, регламентирующим использование автомобилей. Это постановление, хотя и принималось для Москвы, фактически стало обязательным для автотранспортных предприятий, расположенных на всей территории Советской России. Установленные этими Правилами основные принципы порядка регистрации автомобилей, выдачи водительских документов, ответственности за выпуск автомобиля из гаража, а также, основные требования к безопасности движения сохраняются в нашей стране до сих пор.

Через три месяца, 10 сентября 1920 г., В. И. Ленин подписал декрет Совнаркома «О финансировании автохозяйства РСФСР», в соответствии с которым средства на содержание автомобильного транспорта всех ведомств и учреждений — гражданских и военных — должны были отпускаться только через Центральную автосекцию ВСНХ, которой они представляли сметы и отчеты о расходах. Центральная автосекция утверждала сметы и могла приостанавливать отпуск средств на содержание автомобилей.

В связи с необходимостью более четкой работы транспорта после окончания гражданской войны, частичной демобилизации автотранспортных средств из армии и направления их в народное хозяйство было принято решение о сосредоточении всех видов транспорта в Наркомате путей сообщения и о придании большей самостоятельности местным транспортным организациям. Это было закреплено в совместном декрете ЦИК и СНК «Об организации Управления и Отделов местного транспорта» от 7 июля 1921 г., подписанном В. И. Лениным и М. И. Калининым.

В годы гражданской войны и первые годы восстановительного периода трудно было говорить о создании собственного автомобилестроения. В это время автомобильные предприятия занимались ремонтом автомобилей самых различных, преимущественно иностранных, марок. На 1 января 1921 г. в стране насчитывалось 21 434 автомобиля, из которых на ходу было 9 772.

Первыми шагами Советской власти в области автомобилестроения были национализация частных автомобильных предприятий и создание первых государственных органов управления автомобильным делом. В 1918 г. были национализированы все автомобильные предприятия, среди которых были заводы АМО, «Руссо-Балт», «Ильин» в Москве, «Родзянко», «Влохи», «Борей», «Брейтгамм», «Сталедуб», «Русский самоход», «Рогозин», «Гаркунов» в Петрограде, «Русский Рено» в Рыбинске, «Казенный самоход», «Отто», «Лебедев» в Ярославле, «Аксай» в Ростове-на-Дону, «Бекос» в Мытищах.

28 июня 1918 г. в день национализации завода АМО (ныне Московский автозавод им. И. А. Лихачева) В. И. Ленин приехал на завод. Он выступил на митинге перед рабочими завода и Симоновского подрайона с речью о внутреннем и международном положении Советской России.

В своем выступлении В. И. Ленин изложил задачи рабочего класса на текущий момент. Он призвал московский пролетариат организоваться для борьбы с иностранной интервенцией и внутренней контрреволюцией, голодом и разрухой. Он говорил о том, что войну молодой Советской республике навязали империалисты.

Это важнейшее политическое выступление вождя рабочего класса вдохновило московских автомобилестроителей на решение поставленных партийных задач. Рабочие завода АМО наладили сборку автомобилей из разрозненных узлов и деталей. А на призыв В. И. Ленина к защите Советской Родины рабочие ответили созданием пролетарского Рогожско-Симоновского полка, который вскоре получил боевое крещение под Царицыном и затем храбро сражался на многих фронтах гражданской войны. Оставшиеся в тылу рабочие отдавали все свои силы в помощь фронту.

В последующие годы В. И. Ленин не терял связи с коллективом автозавода АМО, которому суждено было стать родоначальником советского автомобилестроения. Он был уверен в том, что через три — пять лет завод будет производить новые автомобили и не будет зависимости от заграницы.

О внимании В. И. Ленина к заводу АМО свидетельствует и тот факт, что по его настоянию 25 февраля 1921 г. Совет Труда и Оборона (СТО) принял решение о направлении на завод большой группы русских рабочих, вернувшихся после Октябрьской революции из США и имевших большой опыт работы на автомобильных предприятиях с точным методом производства.

5 апреля 1921 г. В. И. Ленин был приглашен на празднество завода, посвященное выпуску первых автомобильных двигателей и годовщине работы курсов автомобильных механиков. В ответной на приглашение телеграмме Владимир Ильич пожелал доброй работы и отметил, какое важное значение имеет развитие производства двигателей.

Освоение производства автомобильных двигателей явилось определенным этапом на пути к созданию собственного автомобилестроения. Идея создания автомобильной промышленности и налаживания собственного серийного производства автомобилей была поставлена уже тогда на повестку дня. Советские патриоты, работники различных небольших автомобильных предприятий и мастерских, являвшихся в то время единственной базой автомобильной отрасли в экономике страны, горели желанием создать собственную, независимую и мощную автомобильную промышленность.

Вследствие этого закономерным было появление в начале восстановительного периода в 1921 г. документа, положившего начало планомерному развитию советского автомобилестроения. Этим важнейшим историческим документом, определившим пути развития советского автомобилестроения, было постановление Совета Труда и Оборона, принятое на распорядительном заседании Совета 14 сентября 1921 г. и подписанное председателем СТО В. И. Лениным.

В этом постановлении было указано на то, что в целях поддержания автотранспорта Республики на должной высоте путем организованного производства запасных частей к автомобилям и перехода к новому автостроению, необходимо:

1. Признать работы подведомственных Главметаллу ВСНХ автомобильных предприятий, имеющих чрезвычайно государственную важность.

2. Забронировать всех работников, ныне находящихся в объединении и работающих по прямой специальности, от всяких трудовых мобилизаций.

Таким образом была поставлена задача не только организации производства запасных частей к автомобилям, но и «перехода к новому автостроению», т. е. задача создания собственной автомобильной промышленности. Поставленный вопрос о сохранении кадров автомобилестроителей, шоферов, механиков стал, таким образом, важнейшим при решении данной проблемы.

Этот ленинский документ явился первой важнейшей вехой в подготовке к созданию советского автомобилестроения. Он стал исходным моментом, направившим деятельность партийных и советских государственных учреждений на практическое решение вопросов, связанных с созданием автомобильной отрасли промышленности.

Вслед за постановлением СТО последовали конкретные шаги в направлении создания автостроения в стране. На заседании Комиссии по восстановлению крупной промышленности при СТО 4 марта 1922 г. было постановлено, что необходимо признать принципиально необходимым постановку в России автомобилестроения в массовом масштабе.

С этой целью постановлением было предусмотрено создание специального объединения под названием «Центральное управление государственных автомобильных заводов» (ЦУГАЗ), а также материальное обеспечение его предприятий.

12 мая 1923 г. Президиум Госплана СССР под председательством Г. М. Кржижановского рассмотрел вопрос о плане автостроения ЦУГАЗа. Было постановлено, что следует одобрить принципиально перспективный производственный и финансовый план по автостроению бывшего АМО — ЦУГАЗа, выработанный Промсекцией Госплана. Таким образом, Госплан рассматривал завод АМО как основное промышленное предприятие, на котором должно было быть развернуто производство автомобилей.

В постановлении Промсекции Госплана от 4 мая 1923 г., утвержденном указанным выше постановлением Госплана, было сказано, что основным источником постоянного восполнения и развития автотранспорта и надежной базой военной обороны должно быть признано новое автостроение внутри страны, срочная организация коего и технически, и экономически является наиболее рациональным средством получения автоимущества.

Этот документ избирает тип и модель грузового автомобиля для массового производства (Фиат грузоподъемностью 1,5 т) и намечает промышленное предприятие для его организации (московский автозавод АМО). В нем подчеркивается, что необходимо немедленно приступить к автомобилестроению собственными силами, используя весь имеющийся до сих пор опыт в этом сложном деле.

На основании упомянутого постановления Президиума Госплана между Главметаллом и ЦУГАЗом 31 марта 1924 г. было заключено соглашение о серийном выпуске новых автомобилей и определены сроки предоставления технической документации, поставок материалов, предоставления финансовых средств и выпуска готовой продукции. Главметалл отпускал ЦУГАЗу для производства этих работ 1,65 млн. руб.

Одновременно была выработана пятилетняя программа под названием «Производственный план постройки 1,5-тонных грузовиков на заводе АМО за 1924—1929 гг.», предполагавшая нарастающий выпуск новых автомобилей. Это была одна из первых пятилетних производственных программ в истории советской социалистической экономики в пределах одной отрасли.

Совместными усилиями коллектива завода АМО, руководящих органов автостроения, партийных и профсоюзных организаций впервые в СССР был организован серийный выпуск советских автомобилей. Первые десять грузовых автомобилей АМО-Ф15 были собраны на заводе в период с 1 по 7 ноября 1924 г. Эти первые советские автомобили, покрашенные в красный цвет — цвет знамени борцов за коммунизм и Советскую власть, торжественно прошли в манифестации по Красной площади Москвы 7 ноября 1924 г. в день празднования седьмой годовщины Великой Октябрьской социалистической революции.

Выступая перед рабочими Автозавода им. И. А. Лихачева 30 апреля 1976 г. в связи с награждением коллектива завода орденом Октябрьской Революции, Генеральный секретарь ЦК КПСС Л. И. Брежнев говорил:

«Столичный автогигант — любимое детище нашего народа. Советские люди создавали его, отказывая себе в самом необходимом, ради будущих своих, советских грузовых машин.

Летом 1918 г. на заводе АМО, как он тогда назывался, побывал В. И. Ленин. Отвечая на вопросы рабочих о перспективах предприятия, он сказал, что скоро в стенах этого завода будут производиться тысячи советских автомобилей.

Эти ленинские слова сбылись. 7 ноября 1924 г. собравшиеся на Красной площади горячими аплодисментами встретили десять грузовых автомашин АМО. Это были первенцы завода — родоначальники советского автомобилестроения, завода, который стал теперь одним из флагманов нашей промышленности».

Ленинские указания об индустриализации страны, о необходимости первоочередного развертывания тяжелой промышленности и машиностроения были положены в основу генеральной линии партии в хозяйственном строительстве.

Выполняя заветы В. И. Ленина, Коммунистическая партия на всех этапах социалистического строительства уделяла большое внимание развитию машиностроения, в том числе — автомобилестроения.

Более чем 60-летний опыт хозяйственного строительства в СССР подтвердил правоту ленинской политики преобразования экономики нашей страны на базе крупной социалистической индустрии. В СССР создан прочный фундамент для дальнейшего развития всех отраслей народного хозяйства, подвела народного благосостояния, достигнуты передовые рубежи в научно-техническом прогрессе, обеспечена обороноспособность нашей страны.

Автомобильная промышленность была создана волей партии и народа. За годы, прошедшие после выпуска первых советских автомобилей, наше автомобилестроение сделало гигантские шаги. В соответствии с решениями XXV съезда КПСС в последнем году десятой пятилетки должно быть выпущено более 2 млн. автомобилей. В настоящее время автомобильная промышленность выпускает большое количество моделей и модификаций автомобильной техники, предназначенных для многих отраслей народного хозяйства.

У советских людей стало традицией достойно встречать день рождения великого вождя новыми трудовыми успехами. В честь 110-летия со дня рождения В. И. Ленина на заводах, в научных организациях отрасли широко развернулось социалистическое соревнование.

Советские автомобилестроители успешно выполнили эти обязательства.

В отрасли организован общественный смотр по культуре производства на предприятиях и в организациях промышленности, транспорта, строительства, связи и сельского хозяйства в честь 110-летия со дня рождения В. И. Ленина.

В Ленинский юбилейный год автомобилестроители провели общественный смотр на лучшую организацию работы по изобретательству и рационализации. Ленинские принципы научной организации управления и труда нашли на предприятиях и в организациях отрасли значительно более широкое применение.

Автомобилестроители приложат все свои силы для успешного выполнения государственного плана 1980 г. и пятилетки в целом.

УДК 629.113:658.56.002.612

Необходимые основы теории управления качеством продукции

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук А. Н. ОСТРОВЦЕВ

Московский автомобильно-дорожный институт

СИСТЕМАТИЧЕСКОЕ повышение качества продукции, как указано в программе КПСС, является обязательным требованием развития экономики. Улучшение качества продукции рассматривается как одна из важнейших экономических и политических задач на современном этапе. Это объясняется тем, что с повышением качества продукции увеличивается эффективность и производительность общественного труда.

Особое внимание уделяется управлению качеством продукции¹. Это объясняется тем, что только с помощью нормируемых и введением опережающих показателей качества можно управлять развитием технического прогресса. На базе досто-

верных прогнозов и оптимизации показателей качества в период проектирования должны комплексно и гармонично решаться технико-экономические задачи промышленности и эксплуатации машин, приборов, оборудования и т. п.

Чтобы управлять качеством, надо знать, как управлять процессами, определяющими причинно-следственные связи свойств продукции с показателями качества, которыми оцениваются свойства на стадии проектирования, производства и эксплуатации. В связи с этим необходимо уделять особое внимание теории управления качеством продукции. Эта теория предназначена для управления процессом формирования свойств новых конструкций с оптимальными показателями качества и эффективностью их реализации в производстве и эксплуатации.

¹ В статье не рассматриваются социологические и организационные основы системы управления качеством.

Управление качеством должно базироваться на использовании методологии, расчетных моделей и закономерностей, разработанных в теории автомобиля и его функциональных органов, дополненных специфическими вопросами для решения целевых задач управления и анализа в сложных многозвенных и многофакторных причинно-следственных цепочках с границами проектирования — эксплуатации.

На стадии проектирования теоретические методы и закономерности используются при формировании и оптимизации свойств, потенциально присущих новым конструкциям и рабочим процессам, с ориентацией на конечный результат в виде численных нормированных значений показателей качества продукции и прогнозируемой эффективности ее использования в эксплуатации. На стадии производства и эксплуатации теории управления качеством продукции помогает решить задачи наиболее полной реализации потенциальных свойств и повышения эффективности использования продукции в конкретных производственных условиях и эксплуатационных ситуациях.

Важнейшим звеном в процессе управления качеством является широкая и достоверная информация, обеспечивающая исходным материалом теорию управления качеством и являющаяся источником сведений о состоянии мировых стандартов качества, источником связи; носителем текущей статистики характеристик образцов отечественной и зарубежной техники; источником сведений о характеристиках внешних эксплуатационных факторов (дорожных, климатических и др.) и о их влиянии на показатели эксплуатационных качеств и др.

Применение ЭВМ для обработки, хранения и использования информации является необходимым, но недостаточным условием, чтобы овладеть быстро растущим потоком информации и обеспечить его качество. Необходимо в связи с этим решение ряда задач: отбор малоэффективной информации на стадии сбора и обработки; исключение дублирования и разнотечения информации; приведение информации в предельно компактную форму; развитие исследований с целью совершенствования методологии сбора и обработки информации и др.

Структура организаций, в задачи которых входит управление качеством и средствами информации, их взаимосвязи и иерархические уровни в промышленности и эксплуатации должны быть подчинены решению поставленных выше задач. Это особая социологическая проблема, требующая решения.

Процесс управления качеством продукции включает в себя управление огромной номенклатурой показателей качества, начиная с сырья и далее по всем технологическим цепочкам и кооперированным производствам. При этом должна быть налажена связь от показателей качества конечной продукции к показателям качества агрегатов, приборов, механизмов и деталей на этапах проектирования и производства.

Такие большие и сложные задачи можно успешно решать только при наличии общей научно-технической идеологии и единства взглядов у инженерно-технических, научных и педагогических кадров на терминологию и основные понятия, на построение системы и методологии оценки качества и пути ее практической реализации.

Основы оценки качества продукции (автомобиля)

1. Терминология. Большинство терминов и определений, связанных с качеством продукции, стандартизовано. Термины и их определения как имеющиеся в стандартах, так пока еще и не нашедшие отражения в них, приведены в таблице.

2. Показатели качества. В принятой терминологии показатели качества являются средствами количественной оценки качества продукции (изделия). В зависимости от назначения оценки применяются: единичные показатели качества, оценивающие одно свойство (ГОСТ 15467—70); комплексные показатели качества, оценивающие несколько свойств (ГОСТ 15467—70); интегральные показатели качества, использующие комплексные показатели качества и применяющиеся в различных системах оценки в зависимости от ее назначения.

Интегральная оценка технико-экономических свойств основана на соотношении суммарного полезного эффекта от эксплуатации или потребления продукции и суммарных затрат на ее создание, эксплуатацию или потребление (ГОСТ 15467—70).

Интегральная система оценки конкурентоспособности легковых автомобилей с учетом технического уровня основана на получении единой обобщенной количественной оценки легкового автомобиля. Она включает следующие пять групп комплексных показателей качества легковых автомобилей: оценку двигателя; оценку кузова, оценку безопасности, оценку эксплуатационных затрат, оценку надежности и долговечности.

Количественная характеристика значимости каждого из пяти групповых показателей, называемая коэффициентом весомости, отражает количество, приходящееся на частный показатель. Эта система оценки предусматривает применение экс-

Термин	Определение
Продукция (изделие)	Автомобиль, агрегаты, узлы, детали (ОН 025 210—69)
Качество	Совокупность всех свойств, необходимых для всесторонней оценки изделия на соответствие назначению и предъявляемым требованиям
Свойство, группа свойств	Объективная особенность изделия, проявляющаяся при его создании, эксплуатации, потреблении (ГОСТ 15467—70)
В развитие термина «показатель качества продукции» (ГОСТ 15467—70, п. 3): критерий	Признак, характеризующий свойство, на основе которого выбирают измеритель количественной оценки
измеритель	Физическая величина — число, имеющее размерность; коэффициент; система баллов, применяемая при субъективной экспертной оценке (переход к количественной оценке)
норматив	Ограничения, накладываемые на измеритель свойства (ГОСТ, ОСТ и др.), отражающий уровень качества (в развитие термина «базовый показатель качества продукции» по ГОСТ 15467—79)
Уровень качества продукции (ГОСТ 15467—70, п. 8)	Относительная характеристика качества продукции, основанная на сравнении совокупности показателей, ее качества в сопоставлении с нормативами или образцами, принятыми за эталон (в развитие определения ГОСТ 15467—70, п. 8)
Эффективность	Уровень фактически достигнутых результатов в сфере производства и использования продукции определенного уровня качества в конкретных производственных и эксплуатационных ситуациях во времени
Управление качеством продукции	Установление, обеспечение и поддержание необходимого уровня качества продукции при ее разработке, производстве, эксплуатации или потреблении, осуществляемое путем систематического контроля качества и целенаправленного воздействия на условия и факторы, влияющие на качество продукции (ГОСТ 15467—70)

пертной оценки. Для сопоставления выбирается эталонный образец — модуль. Применяются и другие системы и виды оценок. Например, система оценки качества разработана для проведения государственной аттестации качества изделий автомобилестроения. В ней использованы единичные, комплексные и интегральные показатели качества в сочетании с оценкой конструктивных и других параметров.

3. Построение системы оценки качества. Система оценки качества строится исходя из назначения продукции с обязательным удовлетворением требований, которые к ней предъявляются.

Следующим этапом в разработке системы оценки качества и управления им при проектировании и в эксплуатации является переход от требований к свойствам продукции, которые должны удовлетворять этим требованиям и подвергаться количественной оценке.

Все требования к качеству автомобиля, поступающие из разных источников, составляют пять групп:

1. Повышение производительности и топливной экономичности, сокращение времени перевозок.
2. Обеспечение условий безопасности, эргономики и экологии, комфорта и моды (социальные требования).
3. Обеспечение надежности в установленных пределах и обоснованного уровня долговечности изделий (систем, агрегатов, механизмов, деталей).
4. Соблюдение ГОСТов, нормативных ограничений, обязательств по международным соглашениям и др.
5. Снижение совокупности затрат (материалов, труда и пр.) на производство, обслуживание и эксплуатацию (техничко-экономические требования). Соответствие требований рынков сбыта (отечественного и международного).

Этим группам требований соответствуют три группы свойств, входящие в систему оценки и управления качеством: функциональные, надежностные, технико-экономические.

Функциональные свойства призваны удовлетворять первую, вторую и четвертую группы требований.

Свойства надежности и технико-экономические свойства имеют самостоятельное значение, но вместе с тем взаимосвязаны с первой, второй и пятой группами требований.

Техничко-экономические свойства оценивают, во что обходится народному хозяйству и потребителю удовлетворение первых четырех групп требований. При этом практические решения, удовлетворяющие им, должны отвечать условию получения максимального эффекта при наименьших затратах. Таким образом, технико-экономические свойства оценивают прежде всего экономическую эффективность использования продукции в различных производственных, эксплуатационных ситуациях и при развитии международной торговли.

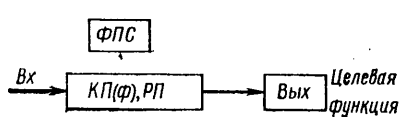


Рис. 1

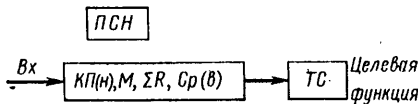


Рис. 2

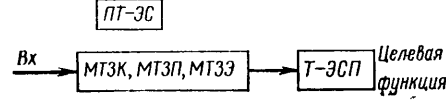


Рис. 3

На основе этих общих требований к автомобилю разрабатываются детальные требования к трем группам свойств функциональных систем и их органов в зависимости от назначения.

4. Основа оценки качества на трех стадиях. Рассмотрим важное условие, накладываемое ГОСТом на свойство продукции и управление качеством.

Согласно ГОСТ 15467—70 свойство продукции является объективной особенностью продукции, проявляющейся при ее создании и потреблении. В соответствии с этим управление качеством продукции определено в ГОСТе как «...установление, обеспечение и поддержание уровня качества продукции при ее разработке, производстве и эксплуатации». В пояснении к термину «свойство продукции» в этом ГОСТе указано, что присущие продукции свойства проявляются при ее создании, эксплуатации или потреблении — при проектировании, разработке, производстве, испытании, использовании, техническом обслуживании, текущем ремонте, хранении, транспортировании.

Все эти определения не отвечают на вопрос, являются ли свойства изделий при создании и эксплуатации разными или одинаковыми. Если свойства разные, то и оценки по показателям качества должны быть тоже разными, а если одинаковые — то одинаковы и показатели качества. Что же правильно? Ясность в этот вопрос можно внести, если принять следующее основное положение.

В процессе проектирования при разработке структуры и выборе параметров новых конструкций, при формировании рабочих процессов и установлении свойств конструктивных материалов и рабочих сред новые конструкции приобретают потенциальные присущие им свойства, определяемые внутренними закономерными связями. Вследствие этого на стадии производства и эксплуатации можно говорить только об уровне реализации сформированных на стадии проектирования потенциальных свойств их, а также количественно оценивать данный уровень. Это осуществляется путем контрольных стендовых и дорожных испытаний на соответствие выпускаемой продукции показателям качества, установленным в техническом задании, технических условиях и других нормативных документах. В эксплуатации оценка осуществляется путем статистического анализа однородности продукции, надежности и эффективности использования устанавливаемой по материалам экспериментально-производственных автохозяйств и по технико-экономическим результатам эксплуатации автомобилей в различных регионах и эксплуатационных ситуациях.

Таким образом, только введя понятие «потенциальные свойства продукции», можно подойти к анализу, оценке свойств и управлению качеством на всех стадиях проектирования, производства и эксплуатации.

Принцип потенциальных свойств продукции распространяется и на внешние факторы. Например, дороги объективно обладают присущими им потенциальными свойствами независимо от автомобиля. То же можно сказать об атмосферно-климатических и других внешних факторах.

На основе потенциальных свойств должна быть разработана система оценки показателей качества и организовано управление качеством продукции на стадиях проектирования, производства и эксплуатации с входным, текущим и выходным контролем и оценкой. Необходимо иметь в виду, что эффективно управлять качеством на стадии производства и эксплуатации можно только в том случае, когда созданы условия для всестороннего и полного контроля и оценки показателей качества на стадии проектирования.

5. Природа потенциальных свойств. Система оценки продукции характеризуется в ряде случаев физической, а также физико-химической природой потенциальных свойств. Рассмотрим особенности природы свойств функциональных, надежности и технико-экономических в их связи с особенностями построения системы оценки на перечисленных выше трех стадиях. При этом природа потенциальных свойств выражается определенными схематизированными, формализованными зависимостями, а реализация потенциальных свойств характеризуется целевыми функциями.

Функциональные потенциальные свойства (ФПС). В любом изделии, выполняющем определенные функции (агрегатах, механизмах и приборах), конструктивные параметры $KП(ф)$ и рабочие процессы $РП$ определяют свойства функциональных систем преобразовывать с определенной закономерностью

входные воздействия ($Вх$) в выходные характеристики ($Вых$). От совокупности и взаимодействия выходных характеристик функциональных систем зависят функциональные свойства автомобиля и количественные значения показателей качества, определяемые в процессе проектирования и эксплуатации. Таким образом, выходные характеристики являются целевыми функциями — главными критериями в системе оценки качества потенциальных функциональных свойств.

На рис. 1 приведена формализованная схема зависимости выходных характеристик.

Потенциальные свойства надежности (ПРН). Конструктивные параметры $KП(н)$, физико-механические свойства конструктивных материалов $М$, совокупность режимных условий ΣR рабочего процесса, физико-химические свойства внутренней среды ($Ср$) определяют закономерности преобразования воздействия на входе в изменение технического состояния изделия ($Тс$). По уровню изменения этого состояния судят о реализации потенциальных свойств надежности изделия. Таким образом, показатели технического состояния изделия являются целевыми функциями — главными критериями в системе оценки качества надежности на стадии проектирования и эксплуатации.

На рис. 2 показана формализованная схема зависимости технического состояния изделия.

Потенциальные технико-экономические свойства (ПТ-ЭС). Эти свойства состоят из совокупности трех характерных групп. К первой группе относятся материальные и трудовые затраты, заложенные в проектируемую конструкцию, чтобы обеспечить необходимый уровень устойчивого функционирования с заданными выходными характеристиками и необходимый резерв, обуславливающий надежность и сопротивляемость конструкций и рабочих процессов изменению технического состояния ($МТЗК$). Вторая группа предусматривает трудовые и материальные затраты в производстве на реализации потенциальных свойств созданных конструкций, заложенные в проекте и технических условиях ($МТЗП$). Третья группа включает прогнозируемые при проектировании материальные и трудовые затраты, которые будет нести народное хозяйство на все виды затрат в эксплуатации: техническое обслуживание, восстановление (ремонт), запасные части и др. в течение амортизационного периода ($МТЗЭ$). Совокупность потенциальных технико-экономических свойств определяет технико-экономическое состояние продукции ($Т-ЭСП$) — целевую функцию, которая используется для оценки качества и на основе которой осуществляется переход к стоимости, прогнозированию и оценке эффективности продукции по критерию минимума приведенных затрат на единицу выполняемой работы.

На рис. 3 приведена формализованная схема зависимости технико-экономического состояния продукции.

Целевые функции $Вых$, $Тс$ и $Т-ЭСП$ непосредственно влияют на показатели качества и эффективности и в силу этого должны использоваться в системе оценки и теории управления качеством как основные звенья связи (иерархических уровней) и объекты управления качеством.

6. Влияние структуры потенциальных свойств (функциональных и надежности) на систему их оценки и управления качеством в процессе проектирования производства и эксплуатации. В приведенных зависимостях (рис. 1—3) показано, что функциональные свойства характеризуются конструктивными параметрами — постоянными величинами для конкретного изделия — и рабочими процессами, совершенствующимися при выполнении рабочих функций. Рабочие процессы определяются внутренними кинематическими, динамическими и энергетическими связями в механических, гидравлических, пневматических системах. Они являются постоянными для данной конструкции. Подразумевается применение рекомендованных марок топлива, масел, конструкционных жидкостей.

Когда употребляем термин «реализация функциональных свойств», то имеем в виду только использование диапазона выходных характеристик, потенциально присущих конкретной конструкции и рабочим процессам в ней. Взаимозависимость выходных характеристик функциональных органов и выходные характеристики функциональной системы в целом определяют эксплуатационные (функциональные) свойства автомобиля, поэтому в системе управления качеством оценка

выходных характеристик приобретает ведущее значение при оценке качества автомобиля. Естественно, фактор времени не может изменить принцип действия конструкции функциональных органов и систем в целом, и выходные характеристики с этих позиций остаются неизменными. То, что осуществляли в процессе проектирования и реализации в производстве, будет иметь место и в эксплуатации. В данном случае не рассматриваются вопросы «морального старения» конструкций. Выходные характеристики, однако, не могут оставаться неизменными ввиду свойств надежности.

В результате реализации потенциальных свойств надежности технического состояния изделий изменяется, происходят износ, поломки, старение материалов, возникают отложения, засорения систем и пр. По этим причинам функционирование прекращается или ухудшаются выходные характеристики функциональных органов и зависящие от них эксплуатационные свойства автомобиля. Для восстановления необходимого уровня эксплуатационных свойств автомобиля периодически прибегают к техническому обслуживанию и восстановлению. Таким образом, потенциальные свойства

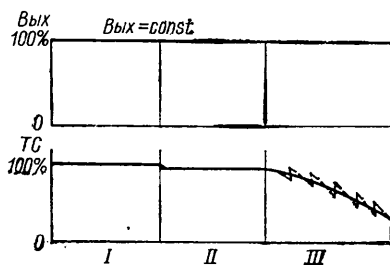


Рис. 4

любого функционального органа должны оцениваться с позиций функционирования и надежности.

Покажем в упрощенном формализованном виде (рис. 4) главную особенность формирования и реализации в производстве и эксплуатации потенциальных свойств функциональных (ϕ) и надежности (n) через целевые функции — выходные характеристики функциональных органов (без учета влияния надежности) и техническое состояние изделий.

Характеристика ϕ отражает неизменность выходных характеристик функциональных систем и их органов с определенным уровнем неоднородности, который зависит от качества проектирования I и качества производства II. Характеристика n отражает изменение технического состояния изделия с определенным уровнем неоднородности в производстве и особенно в эксплуатации III за счет непостоянства условий эксплуатации и качества выполнения технического обслуживания и ремонта. Ступенчатый характер изменения технического состояния на стадии эксплуатации связан с восстановлением технического состояния в процессе технического обслуживания и ремонта. Важным обстоятельством в практике и при исследованиях, посвященных эксплуатационным свойствам автомобиля и его эксплуатационной надежности, является то, что изменение выходных характеристик и связанные с этим нарушения показателей функциональных свойств автомобиля и его систем могут происходить только под влиянием реализации потенциальных свойств надежности в процессе испытаний в лабораторных условиях или в эксплуатации.

7. Особенности формирования и оценки функциональных свойств. Совокупность численных значений выходных характеристик всех органов функциональных систем является главным измерителем качества — целевой функцией при оценке потенциальных свойств и их реализации на автомобиле в эксплуатации.

В связи с этим система управления качеством функциональных свойств на стадии проектирования должна базироваться прежде всего на всесторонней и полной оценке, контроле и нормировании выходных характеристик функциональных органов, достаточности и полноте этих характеристик (первый иерархический уровень).

Основной задачей исследования при решении задач этого направления является определение всей совокупности диапазонов выходных характеристик каждого элемента и системы в целом на постоянных, неустановившихся, переходных и предельных режимах, которые определяют границы допустимой или возможной работы изделия с частичной или полной, временной или постоянной потерей рабочих функций. В процессе проектирования и лабораторных исследований ставятся также задачи по определению необходимого плотности диапазона (семейства) выходных характеристик, плавности переходных процессов, устранению паразитических вибраций, шумов, воздействию в необходимом направлении на явления резонанса и др. Режимные воздействия на входе и свойства внешней среды выбирают в зависимости от назначения объекта, расположения функционального органа в функциональной системе и от измерителей эк-

сплуатационных свойств автомобиля, которые нормируются в процессе разработки технического задания и проектирования изделия.

Может оказаться, что диапазон выходных характеристик определяющий потенциальные свойства, недостаточен или избыточен для получения желаемого уровня показателей качества эксплуатационных свойств и эффективности использования автомобиля, поэтому требуется изменить конструкцию.

Для ряда функциональных систем необходимо нормировать выходные характеристики не только при прямой связи, и при обратной. Например, необходимо нормировать тормозные характеристики двигателей и гидромеханических передач при использовании их в качестве тормозов-замедлителей, или важно оценивать результат воздействия дорожных условий на рулевое колесо при наличии демпфирующих устройств и усилителей в системе рулевого управления, определяя влияние этих воздействий на состояние водителя и его изменение во времени.

Выходные характеристики функциональных систем определяются потенциальными свойствами взаимодействующих органов этих систем, агрегатов, узлов, приборов и т. п. встроенных в эти системы (второй иерархический уровень).

Задачи управления качеством функциональных свойств относятся непосредственно к теории рабочих процессов функциональных систем и их органов. Для теории рабочих процессов необходимо разрабатывать закономерные связи целевых функций выходных характеристик с конструктивными параметрами и режимными условиями рабочих процессов. Эти разделы теории и должны дать исходные материалы для основ теории управления качеством через управленческие конструктивными параметрами и выходными характеристиками рабочих процессов органов и функциональных систем в целом во всем диапазоне входных воздействий. Оценка, нормирование и контроль функциональных свойств автомобиля (третий иерархический уровень) используют выходные характеристики функциональных систем и конструктивные параметры автомобиля. Потенциальные свойства автомобиля определяются выходными характеристиками одной или нескольких функциональных систем в зависимости от того, какие эксплуатационные свойства рассматриваются и какие системы участвуют в их формировании. Вследствие этого необходимо исследовать и оценивать как независимое, так и совместное взаимодействие выходных характеристик функциональных систем и их органов на потенциальные свойства автомобиля. Например, управление формируется из двух функциональных систем автомобиля: рулевое управление и система кузов — ходовая часть. Каждая из этих систем характеризуется своими выходными характеристиками, взаимодействующими с выходными характеристиками другой системы. Однако действия системы не синхронны по времени и различны по результатам. Одни проявляются только в определенном диапазоне скорости (шум), другие не влияют на измерители управляемости и определяют лишь граничные условия. Например, при переходе из зоны устойчивого движения в зону неустойчивого, но с управлением, а затем переход к неустойчивому движению.

Особая роль при формировании потенциальных функциональных свойств отводится автоматизированным системам. Автоматические и полуавтоматические системы управления не только облегчают управление, но и придают гибкость потенциальным свойствам в их адаптации к условиям функционирования на автомобиле, обеспечивают большую часть времени работы на оптимальных режимах. Это повышает качество эксплуатационных свойств автомобиля, расширяет зону устойчивого движения, помогает в ряде случаев исключить неправильные действия водителя, повышает безопасность движения и пр.

В теории эксплуатационных свойств автомобиля определяются закономерные связи выходных характеристик функциональных систем и конструктивных параметров с показателями эксплуатационных качеств автомобиля.

Оценка потенциальных свойств на стадии проектирования с помощью аналитических методов дает возможность прогнозировать и оптимизировать показатели эксплуатационных свойств на стадии проектирования для любых эксплуатационных условий и оценивать эффективность продукции в этих ситуациях.

В процессе проектирования решаются и обратные задачи, т. е. повышают эффективность автомобилей за счет изменения конструкций, рабочих процессов и выходных характеристик. Реализация потенциальных свойств на стадии эксплуатации определяется только спецификой всех эксплуатационных условий, в которых будет работать автомобиль. Учитывая возможность прогнозирования эксплуатационных

свойств на стадии проектирования, можно оценить реализацию потенциальных свойств для любых комбинаций условий эксплуатации.

В процессе проектирования особенно важно согласовать диапазон эксплуатационных условий, обуславливающих воздействие на входе функциональных систем, отразив это в техническом задании на проектирование и в технических условиях на изготовление. Вход обусловлен установленным диапазоном действия органов управления и характеристиками подключенных автоматов и полуавтоматов; спецификой воздействия оператора (водителя); потенциальными свойствами дорог и атмосферно-климатическими условиями; уровнем нагрузки и вынужденным или принятым оператором режимом движения. В теории рабочих процессов должны быть систематизированы и обобщены диапазон и характер входных режимов для всех функциональных систем и их органов, а также установлена связь входных воздействий с выходными характеристиками в общем виде (для групп однотипных схем и конструкций функциональных органов в виде передаточных функций или ином аналитическом, графоаналитическом и другом виде). В процессе проектирования новой продукции с помощью аналитических и экспериментальных методов необходимо определять и нормировать комплекс для данной продукции выходных характеристик на установившихся, неустойчивых, переходных и предельных для всего диапазона режимов. Таковы задачи проектирования и управления качеством продукции.

Одной из главных задач нормирования потенциальных функциональных свойств является выбор конструктивных параметров и выходных характеристик, определяющих предельные значения диапазона возможной реализации и потенциальных свойств в различных эксплуатационных условиях, в том числе наиболее тяжелых — граничных (худший случай).

Возможность возникновения граничных условий эксплуатации и соответствующих им предельных состояний конструкции и рабочих процессов должна быть проверена при наиболее тяжелых режимных воздействиях на входе.

Предельное состояние функциональных систем обуславливается:

- 1) конструктивными параметрами;
- 2) предельным состоянием рабочих процессов (по выходным характеристикам);
- 3) предельными условиями по энергетическому резерву (максимальные скорость и тяговые усилия, предельные тормозные моменты и др.);

- 4) предельным сцеплением шин с дорогой;
- 5) предельным состоянием автомобиля по устойчивости (резерв устойчивости) и управляемости;
- 6) предельными значениями режимных характеристик: температурных, вибраторных, акустических, ускорений.

В техническом задании на новые объекты проектирования (автомобиля, агрегата, прибора и др.) устанавливаются требования к нормированным показателям качества различных функциональных свойств автомобиля, многие из которых стандартизированы. Имеются и международные нормы. Однако существующая совокупность требований к нормативам не охватывает всех функциональных свойств и всех показателей качества, в связи с чем требует дополнения.

Известно, что новые конструкции создаются с перспективой внедрения через несколько лет, поэтому необходимо учитывать темп технического прогресса, моральное старение продукции и создавать конструкции с опережением по основным показателям качества. В этом процессе опережающие стандарты на показатели качества имеют важное значение.

Отклонения в производстве за счет качества технологии и контроля вызывают неоднородность продукции и, как следствие, колебание диапазона выходных характеристик. В целях сохранения производительности и обеспечения безопасности движения в различных условиях эксплуатации эти отклонения необходимо учитывать особо, прежде всего при оценке предельного состояния конструкций и рабочих процессов, а также при выборе степени и характера функционального резервирования.

Если в порядке унификации агрегаты, узлы, механизмы устанавливаются на различные модели автомобилей, то они несут с собой и присущие им потенциальные свойства. Потенциальные свойства агрегатов могут быть совершенно одинаковыми с точки зрения их влияния на измерители эксплуатационных свойств и вместе с тем существенно различными по показателям качества, долговечности и надежности конструкций в зависимости от условий эксплуатации.

Оценка функциональных свойств осуществляется при техническом состоянии изделия, которое обеспечивает выходные характеристики, находящиеся в пределах установленных норм, отвечающих уровню однородности продукции в соответствии с техническими условиями. Там, где это не выполняется, качество производства не отвечает предъявляемым требованиям по уровню неоднородности продукции. Для учета влияния уровня неоднородности продукции на показатели качества следует переходить от методов детерминированной оценки качества к вероятностным методам.



Исследование комбинированной системы очистки масла в дизелях ЯМЗ

В. А. АРТЕМЬЕВ, канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, В. Н. ЕФРЕМОВ

Ярославский моторный завод, НАМИ

ИССЛЕДОВАНИЯ по совершенствованию системы очистки масла были проведены для двенадцатицилиндровых дизелей ЯМЗ, в том числе ЯМЗ-240Н с турбонаддувом, которые устанавливаются на автомобили-самосвалы БелАЗ-548.

Были исследованы две системы очистки масла: серийная — полнопоточная, с тонкостью отсева около 50 мкм, включающая в себя полнопоточный фильтр тонкой очистки с двумя фильтрующими элементами с последовательным включением в главную масляную магистраль, и опытная — комбинированная, в которой за основу взята серийная система очистки масла с дополнительным параллельным включением в главную масляную магистраль частично-поточной центрифуги с гидравлическим реактивным приводом ротора. Частично-поточная центрифуга применяется в системе очистки масла шести- и восьмицилиндровых дизелей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238.

Скоростная (кривая 1) и гидравлическая (кривая 2) характеристики центрифуги приведены на рис. 1.

Испытания указанных систем очистки проводили на дизелях ЯМЗ-240Н в стендовых условиях с использованием масла М-10Г и дизельного топлива марки Л (ГОСТ 305—73). Двигатели работали как на переменном режиме контрольных испытаний, так и на форсированном нагрузочном, скоростном и тепловом режимах, соответствующих испытанию двигателей на безотказность по ГОСТ 14846—69. Двигатель работал на топливе с содержанием серы 0,49% при переменном режиме, 0,2% при режиме безотказности. Во время длительных 1000-часовых испытаний двигателя на переменном режиме центрифугу подключали через каждый цикл работы масла, т. е. 200 ч двигатель работал с серийной системой очистки масла, другие 200 ч с комбинированной и т. д. При работе по режиму безотказности двигатель испытывали в два

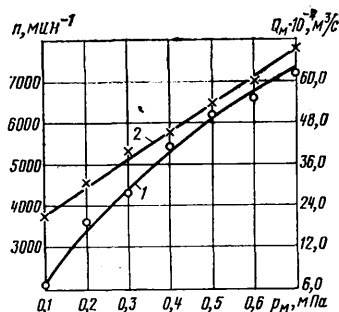
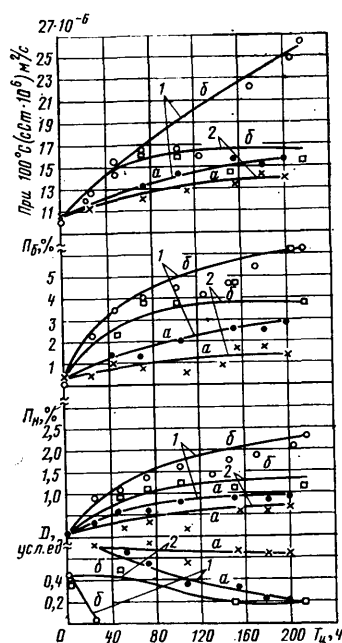


Рис. 1. Зависимость частоты вращения ротора n центрифуги и расхода через нее масла Q от давления масла p_m на входе в центрифугу (масло М-10Г при температуре 90°C)

Рис. 2. Изменение некоторых физико-химических свойств картерного масла в зависимости от продолжительности работы двигателя ЯМЗ-240Н: а — переменный режим; б — режим безотказности (ГОСТ 14846—69); 1 — полнопоточная серийная система очистки масла; 2 — комбинированная система очистки



этапа по 210 ч: на первом этапе испытание серийной системы очистки масла, на втором — комбинированной.

Из рис. 2 видно, что в процессе работы двигателя физико-химические показатели картерного масла при испытании комбинированной системы очистки изменяются менее интенсивно. Так, к концу 200-часового цикла работы масла в двигателе при его испытании на переменном режиме, приближающемся по условиям «срабатывания» масла к режимам эксплуатации, прирост вязкости масла ν в случае обычной системы очистки без центрифуги составил 46,3%, в случае комбинированной системы очистки масла с центрифугой — 29,6%. Количество суммарных нерастворимых в бензине «калоша» P_6 и несгораемых загрязняющих примесей P_n без центрифуги составило соответственно 2,9 и 0,95%, с центрифугой — 1,4 и 0,7%, т. е. в 2,1—1,4 раза меньше. Особенно существенна разница в изменении диспергирующе-стабилизирующих свойств масла при использовании разных систем очистки. Диспергирующе-стабилизирующие свойства D оценивали с помощью метода «масляного пятна» [1]. Из рис. 2 видно, что при испытании двигателя на переменном режиме при отсутствии на двигателе центрифуги величина D уменьшалась с 0,73 до 0,2 условных единиц, при наличии центрифуги она к концу цикла $t_n=200$ ч составляла 0,64 условных единиц. Еще большее влияние центрифуги на повышение работоспособности масла проявилось при испытании двигателя на форсированном режиме безотказности (ГОСТ 14846—69) без смены масла в течение $t_n=210$ ч. Это указывает на то, что при наличии на двигателе центрифуги в системе смазки в результате меньшего количества загрязняющих примесей в масле существенно меньше расходуется присадки на диспергирование примесей. Это подтверждает результаты ранее проведенных исследований [2 и 3] и выводы о том, что центрифуги не выделяют из масла работоспособную присадку и эффективно выделяют сработавшуюся присадку, потерявшую свои полезные свойства, превратившуюся в его загрязняющие примеси, подлежащие удалению.

Значительно меньшее количество загрязняющих примесей в масле при испытании комбинированной системы очистки масла обусловлено тем, что центрифуга при многократном прохождении через нее масла вследствие специфичности ее работы может выделять из масла не только крупные, но и мелкие механические частицы раз-

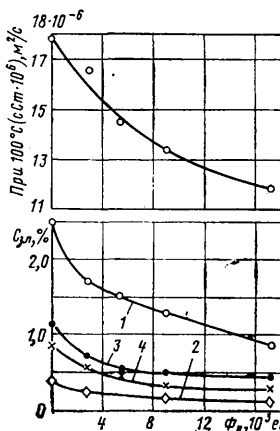


Рис. 3. Зависимость вязкости при 100°C и содержания загрязняющих примесей в работавшем масле от фактора разделения Φ_p при его центрифугировании: 1 — карбены и карбонды; 2 — асфальтены; 3 — оксикислоты; 4 — несгораемые

мером около 1 мкм, из которых в основном и состоят загрязняющие примеси. Полнопоточный фильтр, имея относительно большую номинальную тонкость отсева — около 50 мкм, пропускает через себя весь поток масла, идущего от насоса в главную масляную магистраль, выделяет из масла только относительно крупные механические частицы загрязнений, особенно опасные для подшипников колчатого вала. Ввиду этого интенсивность выделения из масла общей массы загрязняющих примесей центрифугой примерно в 10 раз больше, чем полнопоточным фильтром в условиях его нормальной работы при закрытом перепускном клапане.

Существенно меньшая интенсивность старения масла, характеризующая увеличением его вязкости, при использовании комбинированной системы очистки обусловлена меньшим содержанием в масле загрязняющих примесей C_{Σ} (рис. 3). Это было подтверждено результатами опытов по центрифугированию работавшего в двигателе ЯМЗ-240Н масла в высокооборотной лабораторной центрифуге с фактором разделения до $\Phi_p=17\ 200$. Рис. 3 показывает значительное снижение вязкости масла и концентрации загрязняющих в нем примесей при увеличении фактора разделения. При этом вязкость масла уменьшается прямо пропорционально количеству загрязняющих примесей (рис. 4).

Приведенные данные показывают, что использование в двигателе ЯМЗ-240Н комбинированной очистки масла вместо обычной полнопоточной позволяет в процессе работы значительно дольше (в 2 раза и более) сохранить основные физико-химические свойства масла (см. таблицу).

Параметры	Сохранение свойств масла после цикла работы двигателя в часах с системами очистки масла	
	полнопоточной	комбинированной
Увеличение вязкости масла на 30%	100	200
Концентрация загрязняющих примесей в масле 1%	32	80
Уменьшение на 50% диспергирующе-стабилизирующих свойств	120	Более 200

Установлено также, что при комбинированной системе очистки масла центрифуга, удерживая основную массу загрязняющих примесей, значительно облегчает работу фильтрующих элементов полнопоточного фильтра и в результате этого увеличивает в 1,5—2 раза их срок службы до загрязнения (до открытия перепускного клапана). Так, количество удержанных центрифугой загрязнений составило 1,5 кг за 200 ч работы двигателя на переменном режиме и 3,2 кг за 210 ч на форсированном режиме.

Комбинированная система очистки, поддерживая более эффективно работоспособность масла в процессе его работы

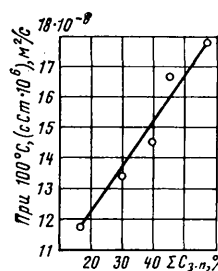


Рис. 4. Зависимость вязкости $\nu_{100^\circ\text{C}}$ работавшего масла от суммарного содержания загрязняющих примесей $\Sigma C_{\Sigma.п}$ при центрифугировании с различными факторами разделения

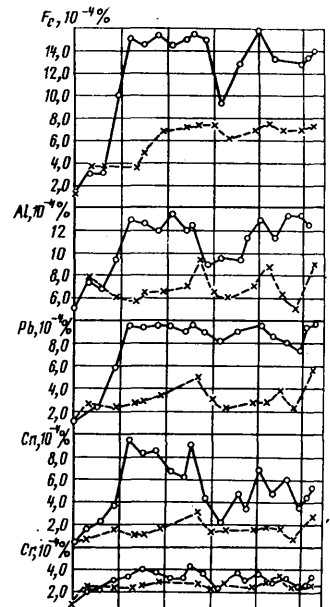


Рис. 5. Содержание элементов-индикаторов износа в масле при испытании двигателя ЯМЗ-240Н (сплошные линии — серийная система очистки масла, штриховые линии — комбинированная система очистки масла)

в двигателе, снижает также загрязненность деталей цилиндро-поршневой группы, полостей (центробежных ловушек) в шатунных шейках коленчатого вала и др. Так, радиальное выступание первого компрессионного кольца над перемычками поршня из-за посадки на отложения нагара в поршневой канавке после работы двигателя с комбинированной системой очистки масла на 30% меньше, чем с обычной полнопоточной. Загрязнение полостей в шатунных шейках коленчатого вала при комбинированной системе очистки масла меньше в 2 раза, чем при серийной системе.

В случае применения комбинированной системы очистки масла обеспечивается более надежная защита деталей двигателя от абразивного износа благодаря более интенсивному удалению из масла абразивных частиц загрязнений при нормальной работе всей системы очистки и меньшему снижению интенсивности очистки масла при загрязнении и выходе из строя фильтрующих элементов полнопоточного фильтра. Последнее возможно в эксплуатации в случае работы на маслах, качество которых не соответствует условиям, или попадания в масло воды, вызывающей коагуляцию отдельных частиц в крупные конгломераты, интенсивно загрязняющие фильтрующую перегородку полнопоточного фильтра с потерей его работоспособности. При этом открывается перепускной клапан и масло проходит в главную магистраль, минуя фильтр.

В отличие от полнопоточного фильтра центрифуга при работе на обводненном масле или на масле с пониженными моюще-диспергирующими свойствами, не теряя своей работоспособности, в большей степени удерживает загрязняющие примеси. По данным НАМИ, применение комбинированной системы очистки масла вместо только полнопоточной позволяет примерно в 1,5 раза снизить абразивный износ основных деталей двигателя. В данных испытаниях было получено снижение содержания в масле элементов-индикаторов износа примерно в 2 раза (рис. 5).

Наличие в комбинированной системе очистки масла центрифуги позволяет в эксплуатации по интенсивности накопления в роторе отложений контролировать техническое со-

стояние двигателя и качество применяемого масла. Чем больше ухудшается рабочий процесс в двигателе (например, из-за разрегулировки и износа топливной аппаратуры) и техническое состояние деталей цилиндро-поршневой группы, вызывающее интенсивное поступление в картерное масло продуктов неполного сгорания топлива и прежде всего сажи, чем хуже моюще-диспергирующие свойства применяемого масла, тем больше интенсивность накопления отложений в роторе центрифуги. При использовании масел с пониженными моюще-диспергирующими свойствами количество отложений в роторе может быть в 2 раза больше, чем при использовании масел повышенного качества. Например, принимая интенсивность накопления отложений в роторе центрифуги при использовании в двигателях ЯМЗ масла М-10Б (ГОСТ 8581—63) за 100%, количество отложений при использовании масла М-10В, М-10Г, М-10ГФЛ, третьей серии (Шелл Ротелла Т-30) получим соответственно 56, 42, 38 и 18%.

Резко увеличивается количество отложений в роторе центрифуги также при попадании в масло воды, например, из системы охлаждения при нарушении уплотнений.

Таким образом, применение на двигателе ЯМЗ-240Н комбинированной системы очистки масла с использованием частично-поточной центрифуги позволяет в эксплуатации существенно снизить интенсивность старения масла, увеличить срок службы масла и фильтрующих элементов полнопоточного фильтра до замены, уменьшить износ и загрязнение деталей, более эффективно контролировать техническое состояние двигателя и качество применяемого масла. Комбинированная система очистки масла рекомендована и в 1979 г. внедрена на всех моделях двенадцатицилиндровых двигателей ЯМЗ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Венцель С. В. Применение смазочных масел в автомобильных и тракторных двигателях. М.: Химия, 1969.
2. Григорьев М. А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях. М.: Машиностроение, 1970. 272 с.
3. Непогодыев А. В., Ворожихина В. И., Рязанов Л. С. Центрифугирование моторных масел с присадками. — Химия и технология топлив и масел, 1968, № 3.

УДК 629.113:621.431.74

Использование регрессионных моделей при исследовании переходных процессов работы двигателей внутреннего сгорания

Канд. техн. наук О. С. РУКТЕШЕЛЬ, Л. Е. ТАУБЕС, Д. В. СТЕПАНОВ

Белорусский политехнический институт

АНАЛИТИЧЕСКОЕ исследование работы узлов и агрегатов автомобиля, характеристики которых являются, как правило, нелинейными, представляет определенные трудности. Решение подобных задач на ЭВМ связано с моделированием большого числа нелинейностей, что ведет к усложнению модели и увеличению погрешности результата, а решение на ЦВМ сильно замедляется из-за сложности алгоритма вычисления правых частей дифференциальных уравнений. Применение регрессионных моделей (эмпирических формул) при исследованиях позволяет значительно упростить решение таких задач на ЭВМ, получить большую информацию об интересующих характеристиках и оценить отдельные и совместные эффекты изменения функции переменных.

Методы получения эмпирических формул, удовлетворительно описывающих нелинейные функции многих переменных, как результат анализа экспериментальных данных, разработаны давно, однако широкое распространение в инженерной практике они получили благодаря развитию ЭВМ. Одним из методов является регрессионный анализ [1] — метод математической статистики, позволяющий большой объем информации, полученной при эксперименте, описать сравнительно простыми эмпирическими зависимостями (регрессионными моделями).

Построение регрессионных моделей характеристик двигателя внутреннего сгорания рассмотрим на примере дизеля ЯМЗ-238Н с турбокомпрессором ТКР-11, в котором установлен безлопаточный диффузор. Знание временных характеристик двигателя, т. е. изменения крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала в зависимости от различных эксплуатационных факторов, необходимо при исследовании динамики разгона автомобиля и процесса переключения передач, а так-

же при разработке требований к системе автоматического управления трансмиссией автомобиля.

При составлении регрессионных уравнений (моделей) работы двигателя предполагается, что на переходных режимах он работает по статической характеристике, которая определяется мгновенными значениями трех переменных факторов: положения муфты регулятора топливного насоса, частотами вращения коленчатого вала двигателя и ротора турбокомпрессора. Значения этих переменных получаются в результате решения дифференциальных уравнений динамики соответственно двигателя, регулятора и турбины [2].

Представим статические характеристики двигателя в виде функции

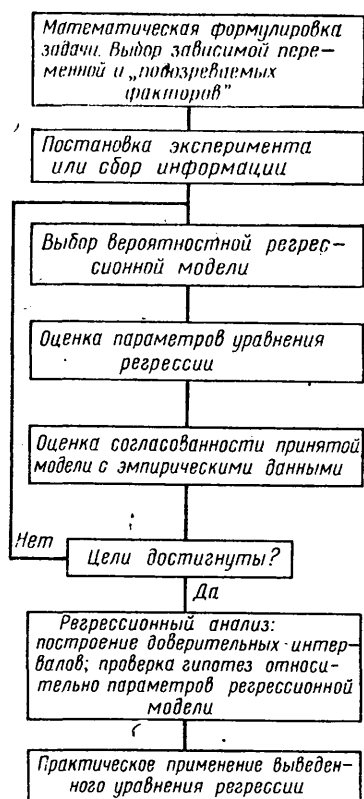
$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n),$$

где y — параметр процесса;

$x_1, x_2, \dots, x_n$ — независимые переменные.

Такое представление о функции можно получить с помощью многомерного регрессионного анализа. Порядок действий, выполняемых при построении регрессионной модели, указан в рисунке [3].

Для установления зависимости между частотой вращения коленчатого вала двигателя ω_d , ротора турбокомпрессора ω_t , перемещением муфты регулятора z и моментами двигателя M_d и турбины M_t , а также зависимости между ω_d , ω_t и моментом компрессора M_k , т. е. $M_d = f(\omega_d, \omega_t, z)$, $M_t = f(\omega_d, \omega_t, z)$ и $M_k = f(\omega_d, \omega_t)$ на ЦВМ «НАИРИ-2» рассматривалось несколько видов регрессионных моделей, исходными данными для которых являлись результаты заводских испытаний двигателя ЯМЗ-238Н. Сравнение результатов решения регрессионного



Максимальные значения среднеквадратичных погрешностей моментов (в %), полученных по этим уравнениям, соответственно равны

$$\sigma_d = 3,3; \quad \sigma_\tau = 3,1; \quad \sigma_\kappa = 3,5.$$

Таким образом, статические характеристики двигателя с турбонаддувом могут быть описаны простыми алгебраическими уравнениями. Благодаря этому получена простая математическая модель для исследования переходных процессов двигателя на АВМ [2], которая отличается от существующих [4 и 5] отсутствием блоков нелинейностей, а следовательно, большей точностью решения.

Для моделирования переходных режимов работы карбюраторных двигателей получены регрессионные модели их статических характеристик, которые определяются двумя факторами: углом открытия дроссельной заслонки α и частотой вращения коленчатого вала двигателя ω_d . При этом ω_d получают, решая дифференциальное уравнение динамики двигателя, а α рассматривается как возмущающее воздействие. Приемлемые

уравнения с эмпирическими данными оценивают с помощью среднеквадратичной погрешности, которая принята в качестве критерия. Наилучшей регрессионной моделью считается та, которая имеет приемлемую для данного исследования среднеквадратичную погрешность и наименьшие степени переменных. Принятые для расчета M_d , M_τ и M_κ уравнения (регрессионные модели) имеют вид

$$M_d = 228,93 - 159,32 z - 232,49 z^2 - 0,081 \omega_d + 0,41 \cdot 10^{-3} \omega_\tau;$$

$$M_\tau = -0,043 - 0,0786 z - 0,1136 \cdot 10^{-2} \omega_d - 0,136 \cdot 10^{-4} \omega_\tau + 0,803 \cdot 10^{-8} \omega_\tau^2;$$

$$M_\kappa = -0,083 + 0,1007 \cdot 10^{-2} \omega_d - 0,907 \cdot 10^{-5} \omega_\tau + 0,818 \cdot 10^{-8} \omega_\tau^2.$$

регрессионные модели единых относительных скоростных характеристик эффективного момента $\bar{M}_d$ и часового расхода топлива $\bar{Q}_d$ четырехтактных карбюраторных двигателей имеют вид

$$\bar{M}_d = 0,3 - 2,1 \bar{\alpha} - 1,42 \bar{\alpha}^2 + 0,001 \bar{\omega}_d - 0,69 \bar{\omega}_d^2 + 0,68 \bar{\alpha} \bar{\omega}_d;$$

$$\bar{Q}_d = -0,17 + 0,56 \bar{\alpha} - 0,49 \bar{\alpha}^2 + 0,78 \bar{\omega}_d - 0,50 \bar{\omega}_d^2 + 0,82 \bar{\alpha} \bar{\omega}_d,$$

где $\bar{M}_d = M_d/M_N$ — относительный эффективный момент в %; $\bar{Q}_d = Q_d/Q_N$ — относительный часовой расход топлива в %; $\bar{\alpha} = \alpha/\alpha_{\max}$ — относительный угол открытия дроссельной заслонки в %; $\bar{\omega}_d = \omega_d/\omega_N$ — относительная частота вращения коленчатого вала двигателя в %; M_N, Q_N, ω_N — значения соответствующих величин при максимальной мощности двигателя.

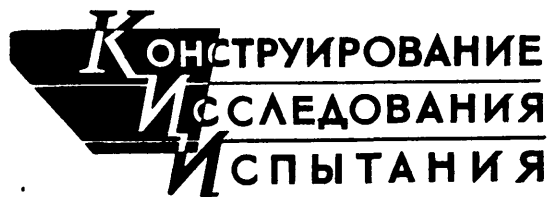
Приведенные регрессионные модели построены по результатам испытаний четырехтактных карбюраторных двигателей [6].

Среднеквадратичная погрешность данных моделей соответственно составляет $\sigma_{\bar{M}_d} = 2,1\%$; $\sigma_{\bar{Q}_d} = 2,2\%$.

Таким образом, использование регрессионных моделей для расчета на ЭВМ характеристик двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом при его работе на переходных режимах позволяет исключить из рассмотрения нелинейные термодинамические характеристики расширения газов в турбине и сжатия воздуха в компрессоре, что значительно упрощает задачу и сокращает время исследования. Полученные регрессионные уравнения для расчета крутящего момента и расхода топлива карбюраторного двигателя позволяют исследовать его работу и топливную экономичность на переходных режимах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Драйпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ. М.: Статистика, 1973.
2. Таубес Л. Е. и др. Моделирование на АВМ неустановившихся режимов работы ДВС с турбонаддувом. Рукопись депонирована в НИИНавтопроме, регистр. № Д251, 1977.
3. Герасимович А. И., Матвеева Я. И. Теория вероятностей и математическая статистика. Разд. 2. (Многомерный регрессионный анализ). Минск: БПИ, 1974.
4. Барский И. Б., Анилович В. Я., Кутков Г. М. Динамика трактора, М.: Машиностроение, 1973.
5. Краснов В. В. Моделирование дизеля с наддувом на аналоговых машинах. — Известия вузов. Электромеханика, 1967, № 4.
6. Ляхно Р. П. Единые относительные скоростные внешние и частичные характеристики карбюраторных четырехтактных двигателей. — Автомобильная промышленность, 1963, № 3, с. 7—10.



Влияние аэродинамического обтекателя на расход топлива грузовым автомобилем

Н. С. БАСОВ, С. В. ВЛАСОВ, канд. техн. наук В. Н. МОСКАЛЕВ, канд. техн. наук В. И. СОЛОВЬЕВ, К. А. ФЕДОРОВИЧ, канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН

НАМИ

ПОИСКИ путей улучшения топливной экономичности автотранспортных средств привели к изучению направления, которое ранее в практике конструирования почти не принималось во внимание — совершенствование аэродинамических форм грузовых автомобилей и автопоездов. В

частности, установка дополнительных устройств (обтекателей) различного вида [1, 2].

Анализ отечественных и зарубежных исследований показывает, что наибольший эффект от применения аэродинами-

ческих обтекателей может быть получен при эксплуатации магистральных автомобилей и автопоездов.

Установлено [3], что для автомобилей, имеющих выступающий выше кабины кузов (в том числе при наличии тента), одним из рациональных способов уменьшения аэродинамического сопротивления движению является установка обтекателя на крыше кабины.

При выборе целесообразной формы обтекателя должны учитываться силуэт кабины и форма кузова, расстояние от задней стенки кабины до передней стенки кузова, величина превышения кузова над кабиной, соотношение ширины кабины и кузова и другие конструктивные факторы конкретного автомобиля.

В ИАМИ спроектирован и изготовлен применительно к седельному автопоезду обтекатель для установки на кабину тягача (рис. 1). Передняя часть обтекателя сужена, боковые панели имеют вогнутую форму, верхняя панель — выпуклую. Верхняя кромка обтекателя ниже крыши кузова полуприцепа на 0,2 м, средняя часть имеет углубление в виде широкого канала для размещения на крыше тягача блока центральных фонарей (знак автопоезда). Обтекатель выполнен из стеклопластика; масса обтекателя 12 кг.

Следует отметить, что выбор седельного автопоезда в качестве основного объекта для исследований обосновывался в первую очередь тем обстоятельством, что такие автопоезда наиболее перспективны для дальних магистральных перевозок. Кроме того, постоянное наличие прицепа звена (полуприцепа) при эксплуатации седельного тягача позволяет объективно оценить влияние обтекателя при максимально возможной величине сопротивления качению шин, являющейся наиболее существенной составляющей суммарного сопротивления движению автопоезда; удельный вес аэродинамического сопротивления в мощностном балансе последнего существенно меньше, чем у одиночного автомобиля, в связи с чем установка обтекателя на автопоезде соответствует реальному, хотя и не самому выгодному с этой точки зрения варианту.

Вместе с тем с целью установления эффективности использования на бортовых автомобилях обтекателя, спроектированного для седельного автопоезда, был выполнен ряд сравнительных экспериментов на двух одиночных бортовых автомобилях. Опыты проводились попеременно с обтекателем и без него и включали определение расходов топлива при установленном движении и при эксплуатационных заездах в различных дорожных условиях.

Автопоезд А в составе трехосного тягача типа 6×4 и двухосного полуприцепа имел массу 39 т. Кузов полуприцепа — цельнометаллический, с закругленными кромками, расстояние от задней стенки кабины до передней стенки кузова полуприцепа 1,7 м, превышение кузова полуприцепа над кабиной 1,02 м.

Бортовые автомобили оборудованы тентом. Автомобиль В — типа 6×2, имел массу 22 т и тент, отвечающий требованиям ТИР; превышение кузова над кабиной 0,84 м. Автомобиль Б — типа 6×4, с массой 16,4 т и превышением кузова над кабиной 0,76 м. Расстояние от задней стенки кабины до передней стенки кузова для автомобиля Б составляло 0,40 м, для автомобиля В — 0,35 м.

Масса всех объектов исследования соответствовала их грузному состоянию.

Результаты определения топливных характеристик установленного движения на высшей передаче в трансмиссии и зависимости величины экономии топлива $\Delta Q_{\text{ср}}/Q_{\text{ср}}$ от установки обтекателя в функции скорости (рис. 2) получены в сопоставимых условиях при наличии обтекателя и без него, так как факторы дорожных ситуаций, имеющие случайный характер, здесь исключены. Заезды автомобилей проводились на динамометрической дороге автополигона ИАМИ в прямом и обратном направлениях с трехкратным повторением, в диапазоне скоростей движения, обусловленном техническими возможностями объектов исследования.

Интересно, что зависимость величины экономии топлива от скорости движения всех объектов исследования оказалась почти линейной, с некоторым уменьшением интенсивности роста при увеличении скорости. Результаты, полученные при скорости 70 км/ч, являющейся ограничением для грузовых автомобилей в нашей стране в соответствии с действующими правилами, следующие. На автопоезде А экономия составила 5,5%, на автомобилях Б — 4,4% В — 7%. Отдельно выполненные по методике [3] эксперименты показали, что абсолютная величина потеря в шинах автопоезда А почти в 2 раза превышает аналогичные потери у автомобилей Б и В (в первую очередь за счет наличия полуприцепа), в то время как один из главных факторов, определяющих аэродинамическое сопротивление, — площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную к продолжной



Рис. 1. Седельный автопоезд с обтекателем

оси, — имеет близкие значения для всех объектов исследования. Но, хотя удельный вес аэродинамического сопротивления в мощностном балансе автопоезда А ниже, чем на автомобилях Б и В, уменьшить его за счет обтекателя удалось на большую абсолютную величину. Это позволяет оценить эффективность установки обтекателя на автопоезде А как наиболее высокую.

Эксплуатационные заезды автопоезда А проводились по кольцевой испытательной дороге в слабохолмистой местности, с тремя полосами одностороннего движения; крутизна уклонов не более 4%, цементобетонное покрытие в хорошем состоянии; помехи от попутного транспорта малоощутимы [4].

Как показывает опыт эксплуатации автопоездов с высокой удельной мощностью на отечественных дорогах высших технических категорий [5], их средняя скорость при отсутствии помех со стороны другого транспорта может превышать 70 км/ч без отрицательных последствий для безопасности движения. Аналогичное явление (превышение регламентированной скорости) имеет место и в других странах [6]. Поэтому в качестве эксперимента заезды выполнены при двух значениях заданной предельной скорости 100 и 70 км/ч. Общая протяженность заездов 1000 км; через каждые 70 км фиксировались выходные параметры (расход топлива и время движения), обтекатель демонтировался или устанавливался вновь. Такая методика позволяла снизить погрешность, обусловленную колебаниями атмосферных условий.

Осредненные результаты испытаний (табл. 1) свидетельствуют, что установка обтекателя сохранила заметное положительное воздействие на сокращение расходов топлива автопоезда, хотя и в меньших размерах, чем при установленном режиме: при ограничении предельной скорости до 70 км/ч экономия топлива составила 3,7%.

Следует отметить, что установка обтекателя способствовала при высоких скоростях движения автопоезда увеличению (хотя и незначительному) средней скорости движения. Очевидно, что при поддержании одинаковых скоростных режимов экономия топлива была бы несколько выше полученной. В табл. 2 приведены результаты эксплуатационных испытаний.

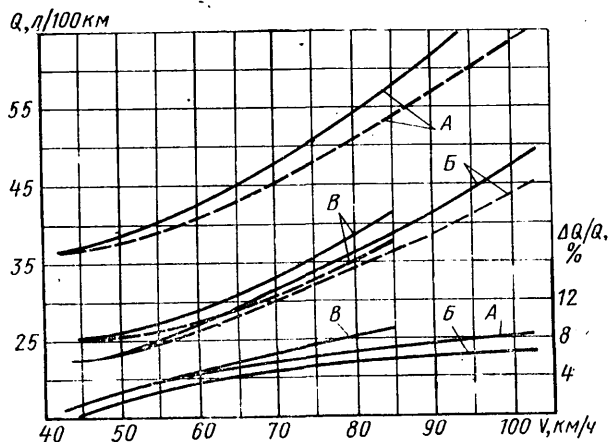


Рис. 2. Топливные характеристики установленного движения автопоезда А и автомобилей Б и В (сплошные линии — без обтекателя, штриховые — с обтекателем)

Исследуемые параметры	Условия испытания объектов*	
	с обтекателем	без обтекателя
$v_{ср}$ в км/ч	83,5/66,1	82,8/66,0
$Q_{ср}$ в л/100 км	58,8/54,5	61,8/56,6
$\Delta Q_{ср}/Q_{ср}$ в %	4,8/3,7	

* В числителе приведены данные для предельной скорости 100 км/ч, в знаменателе — для 70 км/ч.

Для эксплуатационных заездов автомобилей Б и В выбраны два участка дорог общего пользования:

дорога первой категории в равнинной местности, с двумя полосами движения в каждом направлении; крутизна уклонов не более 3%, их количество на протяжении маршрута заезда незначительно; цементобетонное покрытие в хорошем состоянии; протяженность контрольного участка 63 км;

дорога второй категории в слабохолмистой местности; движение осуществляется, как правило, в один ряд, реже в два ряда; крутизна уклонов 4—5%; покрытие — асфальтобетон в удовлетворительном состоянии; протяженность контрольного участка 100 км.

Общая протяженность заездов составила 2600 км; методика аналогична описанной выше. Следует отметить, что здесь в разных заездах имел место значительно больший разброс результатов, получаемый из-за неравномерности загрузки шоссе общего пользования автотранспортом. Этим, по-видимому, в значительной мере объясняются найденные для автомобиля В значения экономии топлива (0,8—1,2%, см. табл. 2), которые существенно отличаются в меньшую сторону от аналогичного показателя на установившихся режимах. В то же время на автомобиле Б экономия топлива оказалась более ощутимой (2,7—3,5%), а ее отличие от величины на установившихся режимах осталось в тех же пределах как на автопоезде А, что косвенно подтверждает объяснение, сделанное для автомобиля В.

В целом полученные данные позволяют полагать, что при-

Авто-мобиль	Дорога первой категории*			Дорога второй категории*		
	$v_{ср}$ в км/ч	$Q_{ср}$ в л/100 км	$\Delta Q_{ср}/Q_{ср}$ в %	$v_{ср}$ в км/ч	$Q_{ср}$ в л/100 км	$\Delta Q_{ср}/Q_{ср}$ в %
Б	78,3/78,7	36,3/35,3	2/7	77,9/77,8	39,6/38,1	3,1
В	78,2/78,8	33,7/33,3	1,2	75,9/75,5	36,7/36,4	0,1

* В числителе приведены значения параметров для автомобиля без обтекателя, в знаменателе — с обтекателем.

менение аэродинамических обтекателей на магистральные грузовых автомобилях и автопоездах может дать существенный экономический эффект.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Joyner J. A. Factors affecting fuel economy in diesel powered vehicles. «SAE Preprints», 1966, № 650430.
2. Braker A. Improving Artic Aerodynamics. «Automotive Engineer», 1976, № 7, s. 39—41.
3. Шуклин С. А., Соловьев В. И., Басов Н. С., Иван Н. Ф. Возможности улучшения аэродинамических качеств грузовых автомобилей и автопоездов. М., НИИНавтопром. Вып. III, 1978, с. 58.
4. Московкин В. В., Петрушов В. А., Шуклин С. А. Способ определения аэродинамического сопротивления грузовых автомобилей и автопоездов. — Автомобильная промышленность, № 1, 1978, с. 14—16.
5. Лантев С. А. Центральный научно-исследовательский полигон НАМИ. М., НИИНавтопром, 1969, с. 35.
6. Гроздиев В. Ю., Соловьев В. И., Титович А. И. и др. Влиянии удельной мощности на технические показатели автопоездов. — Автомобильная промышленность, № 1, 1978, 25—26.
7. Lastzugprobleme: 6PS/t—8PS/t—10PS/t? «Das Nutzfahrzeug», № 5, 1970, s. 59—63.

УДК 629.113.1

Определение момента сопротивления на ведущем колесе при движении автомобиля через единичную неровность

Канд. техн. наук А. А. ПОЛУНГЯН, канд. техн. наук В. Н. БЕЛОБРОВ, А. Б. ФОМИНЫХ, канд. техн. наук С. И. КОНДРАШКИ

МВТУ им. Н. Э. Баумана

МОМЕНТ сопротивления M_c движению ведущего колеса в большинстве случаев задается в виде [1]:

$$M_c = N r_k^0 f, \quad (1)$$

где N — вертикальная сила, действующая в контакте колеса с дорогой;

r_k^0 — радиус качения колеса в ведомом режиме;

f — коэффициент сопротивления качению колеса.

В общем случае r_k^0 и f являются функциями вертикальной нагрузки N , однако в широком диапазоне нагрузок произведение $r_k^0 f$ можно считать постоянным, не зависящим от N [1, 2].

В работах [1, 2] приведены расчетные зависимости спектральных плотностей крутящего момента, нагружающего карданный вал привода заднего моста и полуось автомобиля ГАЗ-66 при движении по дороге случайного профиля.

Эти расчетные зависимости дают хорошие совпадения с результатами эксперимента в области высоких частот и значительно отличаются в области низких частот, формируемой неровностями относительно большой длины, чем в области

высоких частот. Целью данного исследования являлось определение границы этого расхождения.

Процесс формирования момента M_c на примере переезда автомобиля единичной неровности синусоидального профиля описывается уравнением:

$$y_H = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi x_H}{L} \right), \quad (2)$$

где $2q_0$ — амплитуда неровности;

x_H, y_H — текущие координаты;

L — длина неровности.

При исследовании процесса переезда колесом единичной неровности целесообразно рассматривать такой режим движения автомобиля, который часто наблюдается в эксплуатации, также не усложняет расчеты. Поэтому рассмотрим переезд колеса с постоянной скоростью v_a . Примем, что в процессе переезда единичной неровности угловая скорость вращения колесного вала двигателя $\omega_{дв}$ и угловые скорости вращения колес движущихся по горизонтальному участку, остаются постоянными.

Примем также следующее допущение: колесо радиусом жесткое и в процессе переезда единичной неровности отсутствует проскальзывание, пробуксовывание и отрыв колеса от дороги. С учетом принятых допущений система уравнений движения колеса имеет вид:

$$\begin{cases} N \sin \alpha_H - Q \cos \alpha_H + P = 0; \\ m \ddot{y} + G - N \cos \alpha_H - \sin \alpha_H = 0; \\ J \ddot{\varphi} + N f r_k + Q r_k - M_k = 0, \end{cases} \quad (3)$$

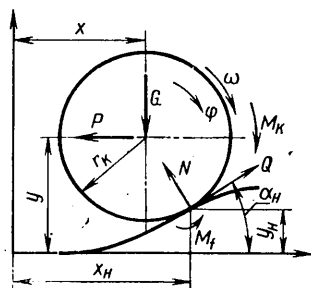


Рис. 1. Схема качения колеса по неровной дороге

где x, y, φ — текущие линейные и угловые координаты колеса автомобиля;
 Q, N — тангенциальная и нормальная реакции в контакте колеса с неровностью;
 G и P — вертикальная и горизонтальная силы, действующие на колесо со стороны автомобиля;
 M_k — момент, подводимый к колесу со стороны трансмиссии;
 m, J — масса и момент инерции колеса автомобиля;
 α_n — угол между вертикалью и нормалью в точке приложения сил взаимодействия колеса с неровностью;
 f — коэффициент сопротивления движению колеса по дороге такого же качества, что и неровность.

В системе уравнений (3) имеем восемь неизвестных: $y, \varphi, Q, N, P, G, M_k, \alpha_n$, и для ее решения необходимы дополнительные уравнения. Пять таких уравнений получим при условии принятых допущений, а также из выражения (2):

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{x} &= \frac{\dot{y}}{\operatorname{tg} \alpha_n}; \\ \dot{\varphi} &= \frac{\dot{y}}{r_k \sin \alpha_n} = \frac{\dot{x}}{r_k \cos \alpha_n}; \\ \operatorname{tg} \alpha_n &= \frac{d \dot{y}_n}{d x_n} = q_0 \frac{2\pi}{L} \sin \frac{2\pi x_n}{L}; \\ x_n &= x + r_k \sin \alpha_n; \\ y_n &= y - r_k \cos \alpha_n. \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Решая совместно первые два уравнения системы (3) относительно Q и N , получим

$$\left\{ \begin{aligned} Q &= m \ddot{y} \sin \alpha_n + G \sin \alpha_n + P \cos \alpha_n; \\ N &= m \ddot{y} \cos \alpha_n + G \cos \alpha_n - P \sin \alpha_n. \end{aligned} \right. \quad (5)$$

Из третьего уравнения системы имеем:

$$M_k = Q r_k + N f r_k + J \ddot{\varphi}. \quad (6)$$

Таким образом, для определения подводимого крутящего момента M_k необходимо знать зависимость G, P, y, φ и α_n от перемещения центра колеса в горизонтальном направлении x . Величины $\dot{y}, \varphi, \alpha_n$ определяются из системы уравнений (4). Вертикальная сила G , действующая на колесо, определяется как функция перемещения центра колеса из дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные и угловые колебания корпуса на подвеске при кинематическом воздействии, приложенном только к тому колесу, которое переезжает неровность.

Сила P находится из условия, что скорость автомобиля v_a остается постоянной и угловые скорости остальных колес и коленачатого вала двигателя не изменяются в процессе переезда колесом единичной неровности.

Благодаря связи всех колес одного борта колесо,двигающееся по неровности, стремится сохранить угловую скорость вращения других колес борта. Однако это колесо проходило бы в горизонтальном направлении путь меньший, чем другие колеса борта, за счет движения не только в горизонтальном, но и в вертикальном направлении. При этом, если вычислить горизонтальное ускорение центра этого колеса, то оно не равнялось бы нулю.

Действительно, из первого уравнения системы (4), дифференцируя по времени, получим:

$$\dot{x}' = \dot{y}' \operatorname{ctg} \alpha_n - \frac{\dot{y}' \dot{\alpha}_n}{\sin^2 \alpha_n}, \quad (7)$$

где символами со штрихом обозначены соответствующие координаты при движении колеса по неровности с постоянной угловой скоростью.

Так как угловую скорость колеса, движущегося по неровности, мы условно приняли постоянной и равной угловой скорости других колес борта, то после дифференцирования второго уравнения системы (4) будем иметь

$$\dot{y}' = \frac{\ddot{y}'}{\alpha_n} \operatorname{tg} \alpha_n. \quad (8)$$

Подставляя выражение (8) в уравнение (7), после несложных преобразований получим

$$\ddot{x}' = -\ddot{y}' \operatorname{tg} \alpha_n. \quad (9)$$

Однако колесо жестко связано своей осью в горизонтальном направлении с корпусом автомобиля и не может пройти в этом направлении меньший путь, чем другие колеса автомобиля. Кроме

того, в связи с допущением, что автомобиль движется с постоянной скоростью v_a , горизонтальная составляющая линейной скорости колеса также постоянна и равна скорости автомобиля v_a , так что $\dot{x}' = 0$. Тогда сила P , приложенная со стороны корпуса автомобиля, равна $P = m \ddot{x}'$, где $\ddot{x}'$ вычисляется по формуле (9), т. е.

$$P = -m \ddot{y}' \operatorname{tg} \alpha_n. \quad (10)$$

При этом угловая скорость колеса уже не будет постоянной, так как изменяется угол α_n при неизменных r_k и x [см. второе уравнение системы (4)].

Ускорение $\ddot{y}'$, входящее в уравнение (10) и вычисленное для случая движения колеса с постоянной угловой скоростью, однако, не равно ускорению центра колеса $\ddot{y}$ при движении последнего с постоянной горизонтальной составляющей линейной скорости v_a .

После несложных преобразований было получено соотношение между $\ddot{y}'$ и $\ddot{y}$ в виде

$$\ddot{y}' = \ddot{y} \cos^3 \alpha_n.$$

Окончательно выражение для вычисления силы P имеет вид:

$$P = -m \ddot{y} \operatorname{tg} \alpha_n \cos^3 \alpha_n. \quad (11)$$

Дифференцируя по времени второе уравнение системы (4), найдем угловое ускорение колеса $\ddot{\varphi}$:

$$\ddot{\varphi} = \frac{\ddot{y} \sin \alpha_n}{r_k}. \quad (12)$$

Анализируя выражения (5), (6), (11) и (12), можно сделать вывод, что для расчета момента M_k необходимо найти зависимость $\ddot{y}$ и α_n от текущей координаты x или времени t , так как $x = v_a t$. Для того чтобы найти зависимость y от x в явном виде, найдем выражение эквивалентной неровности [3]:

$$y^* = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L} \right) + q_0^2 \frac{\pi^2}{L^2} r_k \left(1 - \cos \frac{4\pi x}{L} \right). \quad (13)$$

Следовательно, точка контакта колеса с неровностью лежит на одной вертикали с центром колеса.

Дифференцируя выражение (13) по времени t и обозначая

$$\omega_b = \frac{2\pi v_a}{L}, \quad (14)$$

где ω_b — условная частота возмущения со стороны единичной неровности,

получим вертикальное ускорение центра колеса:

$$\ddot{y} = q_0 \omega_b^2 \cos \omega_b t + \frac{q_0^2 \omega_b^4 r_k}{v_a^2} \cos 2\omega_b t. \quad (15)$$

По выражению (15) определяем вертикальное ускорение $\ddot{y}$, а по выражению (12) угловое ускорение $\ddot{\varphi}$. Учитывая выражение (11), уравнения (5) запишем в виде:

$$Q = G \sin \alpha_n + m \ddot{y} \sin \alpha_n (1 - \cos^3 \alpha_n); \quad (16)$$

$$N = G \cos \alpha_n + m \ddot{y} \cos \alpha_n (1 + \sin^2 \alpha_n \cos \alpha_n).$$

Для пологих неровностей угол α_n невелик, поэтому можно принять

$$\begin{aligned} \cos \alpha_n &\approx 1, \quad \sin \alpha_n (1 - \cos^3 \alpha_n) \approx 0, \\ \cos \alpha_n (1 + \sin^2 \alpha_n \cos \alpha_n) &\approx 1. \end{aligned}$$

Тогда тангенциальная и нормальная реакции в контакте:

$$Q = G \sin \alpha_n;$$

$$N = G + m \ddot{y}, \quad (17)$$

а выражение (6) для M_k примет вид:

$$M_k = G r_k \sin \alpha_n (G + m \ddot{y}) r_k f + J \ddot{\varphi}. \quad (18)$$

Рассчитанные по выражению (18) величины M_k для скоростей движения автомобиля типа 8×8 полной массой 20 т — 5 км/ч (штрихпунктирная линия), 25 км/ч (штриховая линия) и 50 км/ч (сплошная линия) при движении первого колеса через единичную неровность с параметрами $2q_0 = 14,5$ см и $L = 1,36$ приведены на рис. 2. На этом же графике показано изменение отдельных составляющих, входящих в выражение (18).

На рис. 3 приведены расчетные кривые изменения крутящего момента на первом колесе автомобиля при переезде трех различных по высоте единичных неровностей длиной 1,36 м. Как следует из анализа рис. 2 и 3, диапазон изменения крутящего

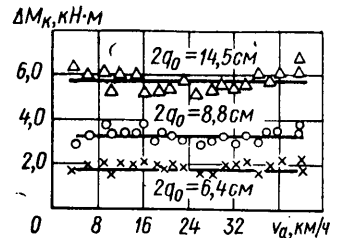
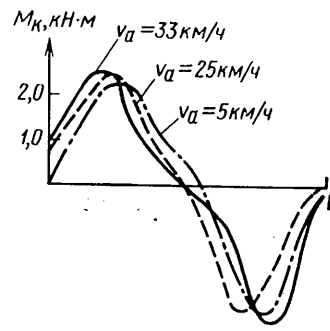
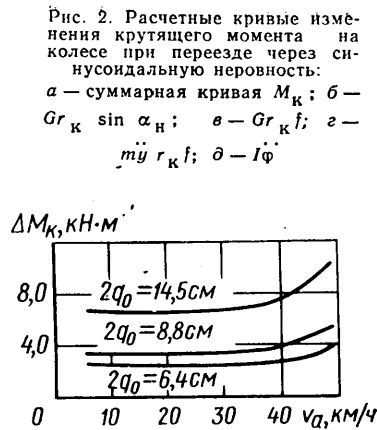
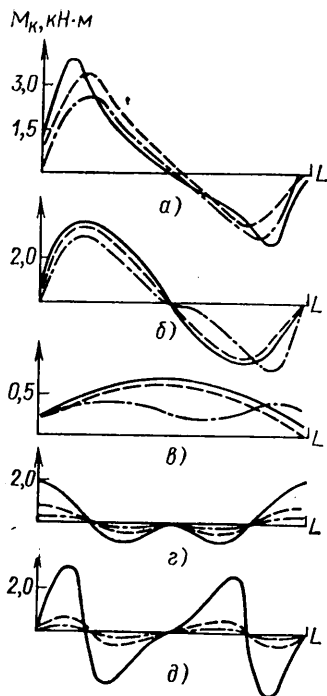


Рис. 4. Экспериментальные кривые изменения крутящего момента на первом колесе при переезде через синусоидальную неровность

Рис. 5. Экспериментальные зависимости размахов ΔM_k крутящего момента на первом колесе от высоты синусоидальной неровности и скорости движения

Выражение (19) позволяет объяснить несовпадение экспериментальных и расчетных спектральных плотностей крутящего момента, нагружающих трансмиссию автомобиля, приведенных в работах [1, 2].

При движении по дорогам, описываемым случайной функцией, область низких частот формирует неровности относительно большей длины. Длина неровностей может превышать длину площадки контакта. В этом случае площадка контакта будет наклонена относительно горизонтального уровня под углом α и, следовательно, в формировании момента сопротивления движению в этой области спектра существенное влияние окажет первый член выражения (19).

Известно [2, 4], что длины и высоты неровностей реальных дорог взаимосвязаны. На более высоких частотах, которые формируются из коротких, с малыми высотами неровностей, проявляется сглаживающая способность шины и влияние первой составляющей момента сопротивления [см. выражение (19)] ослабевает.

Таким образом, использование в качестве возмущающего момента со стороны дорожного покрытия второй составляющей в виде $N r_k f$ не отражает качественной картины изменения крутящего момента, поэтому при исследовании напряженности трансмиссии автомобиля при движении по неровной дороге с постоянной скоростью следует учитывать момент сопротивления движению в виде выражения (19).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шупляков В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. М.: Транспорт, 1974, с. 328.
2. Яценко Н. Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М.: Машиностроение, 1972, с. 368.
3. Динамика системы: дорога, шина, автомобиль, водитель. Под ред. А. А. Хачатурова М.: Машиностроение, 1976, с. 635.
4. Пархилковский И. Г. Исследование вероятностных характеристик поверхностей распространенных типов дорог и их сравнительный анализ. — Труды семинара по подвескам автомобилей. Вып. 15. М.: НАМИ, 1968, с. 22—48.

УДК 629.118.6:004

Определение приведенной жесткости подвески ведущего колеса мотоцикла

Канд. техн. наук Е. А. ГАЛЕВСКИЙ, Е. И. БЛИНОВ, канд. техн. наук В. Т. КУЗНЕЦОВ

ВЗМИ, ВНИИмотопром

ДВИЖУЩИЙСЯ по неровной поверхности мотоцикл постоянно испытывает изменяющиеся по величине и длительности возмущения, которые вызывают колебания его массы на упругих элементах системы поддрессирования (подвески), состоящей из трех функционально самостоятельных элементов: направляющего, упругого и гасящего. Одним из элементов системы поддрессирования, который определяет закон перемещения колеса относительно рамы мотоцикла и передает тяговые и тормозные силы, является направляющее устройство. Рассмотрим некоторые особенности работы задней подвески мотоцикла с учетом кинематики ее направляющего элемента.

При действии на заднее колесо мотоцикла переменной радиальной силы ось колеса перемещается по траектории, зависящей от геометрических параметров направляющего устройства, характера связей, характеристики применяемого упругого элемента.

В некоторых конструкциях подвесок мотоциклов характеристика упругого элемента линейна во всем диапазоне рабочего хода, но приведенная к колесу с учетом кинематики направляющего устройства характеристика вертикальной упругости подвески может быть нелинейной. Это приводит к изменению собственной частоты вертикальных колебаний массы в зависимости от относительного перемещения оси

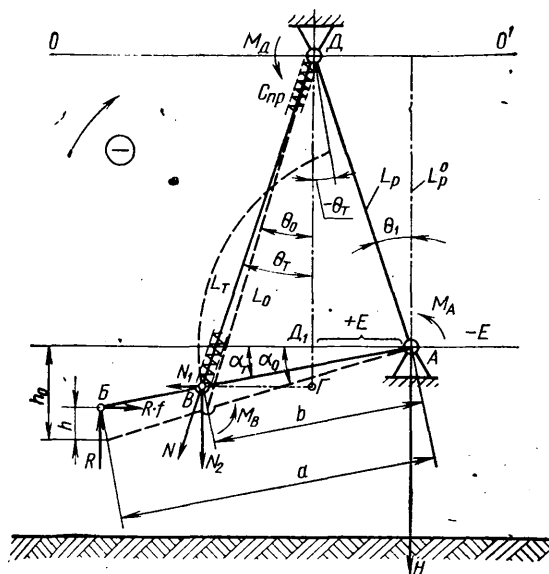


Рис. 1. Расчетная схема задней подвески мотоцикла

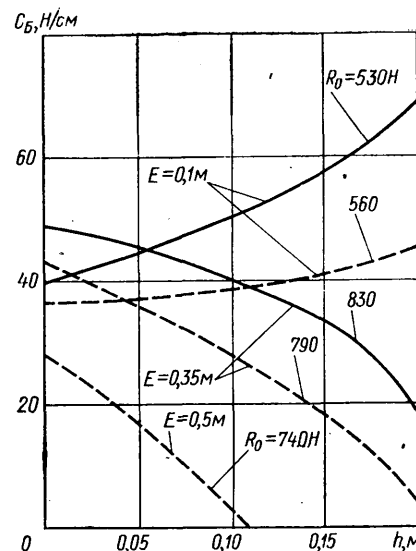


Рис. 2. Зависимость изменения величин C_B от величины h (сплошные линии при $f=0$, штриховые линии при $f=0,5$)

колеса. На рис. 1 изображена расчетная схема задней подвески мотоцикла.

В принятой расчетной схеме угол θ_1 и длина L_p определяют положение верхней точки D крепления упругого элемента радиальной жесткостью $C_{пр}$. Расстояние между точками D и B определяет текущую длину L_r упругого элемента — пружины. При общей длине a маятниковой вилки положение точки B на траектории фиксирует нижний шарнир упругого элемента. В случае перемещения точки B из положения h_0 в h на систему рычагов действуют силы: радиальная R ; толкающая Rf ведущего колеса, действующая на ось в точке B ; сила упругого элемента N и моменты трения M_A, M_B, M_D в шарнирах. В рассматриваемом положении система под действием сил находится в равновесии. Если пренебрегать моментами трения в шарнирах, то силу Rf , равную силе сопротивления движению с учетом инерционных сил, действующих на массу мотоцикла на переменных режимах, можно выразить через обобщенный коэффициент сопротивления f . Кроме того, не будем учитывать силу сопротивления амортизатора. Тогда уравнение моментов относительно точки A с учетом знаков имеет вид:

$$Rf a \sin \alpha_r - R a \cos \alpha_r - N_1 b \sin \alpha_r + N_2 b \cos \alpha_r = 0. \quad (1)$$

После преобразований получим

$$R = \frac{b}{a} C_{пр} (L_0 - L_r) \frac{\cos \theta_r - \sin \theta_r \operatorname{tg} \alpha_r}{1 - f \operatorname{tg} \alpha_r}, \quad (2)$$

где L_0 — длина пружины при $R=0$.

Рассмотрим изменение текущей длины пружины, выраженное через параметры системы. Из прямоугольного треугольника $ВДГ$ следует, что текущее значение длины пружины L_r можно определить по зависимости

$$L_r = A_1 / \cos \theta_r, \quad (3)$$

где $A_1 = L_p \cos \theta_1 + b \sin \alpha_r$.

Упругую характеристику системы поддрессирования принято строить в координатах R, h . Из того же треугольника найдем $\operatorname{tg} \theta_r$ через длины рычагов и угол α_r , который в последующем будет выражен через текущее значение величины h :

$$\operatorname{tg} \theta_r = A_3 / A_1, \quad (4)$$

где $A_3 = b \cos \alpha_r - L_p \sin \theta_1$.

Используя тригонометрические зависимости $\sin \theta_r = f(\operatorname{tg} \theta_r)$, $\cos \theta_r = f(\operatorname{tg} \theta_r)$, запишем в окончательном виде выражение силы R как функции текущего угла α_r и геометрических размеров системы:

$$R = \frac{b}{a} C_{пр} [L_p \cos \theta_1 (D_0 - D_1) + b (\sin \alpha_0 D_0 - \sin \alpha_r D_1)] \times \frac{1}{1 - f \operatorname{tg} \alpha_r} \times \frac{\frac{1}{D_1} - \frac{1}{D_2} \operatorname{tg} \alpha_r}{1 - f \operatorname{tg} \alpha_r}, \quad (5)$$

$$\text{где } D_0 = \sqrt{1 + \left(\frac{b \cos \alpha_0 - L_p \sin \theta_1}{A_2} \right)^2};$$

$$D_1 = \sqrt{1 + \left(\frac{A_3}{A_1} \right)^2};$$

$$D_2 = \sqrt{1 + \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2}; \quad A_2 = L_p \cos \theta_1 + b \sin \alpha_0.$$

В уравнении (5) переход к переменной легко осуществить, приняв

$$\sin \alpha_r = \frac{h_0 - h}{a}; \quad \cos \alpha_r = \sqrt{1 - \left(\frac{h_0 - h}{a} \right)^2};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_r = \frac{h_0 - h}{a \sqrt{1 - \left(\frac{h_0 - h}{a} \right)^2}},$$

а значения $\sin \alpha_0, \cos \alpha_0$ находятся по предыдущим выражениям при $h=0$. Уравнение (5), по которому можно определить упругую характеристику системы поддрессирования в точке B , является исходным для нахождения приведенной к той же точке радиальной жесткости системы. Чтобы определить значение радиальной жесткости системы, необходимо предифференцировать уравнение (5), приняв за независимую переменную величину h . Дифференцируя, находим значение жесткости C_B , выражение которой, для сокращения, вновь запишем через переменные α_r, θ_r :

$$\frac{dR}{dh} = C_B = C_{пр} \frac{b^2}{a^2 B_1} \left[(L_0 - L_r) \frac{\sin \theta_r - f \cos \theta_r}{b B_1 \cos^3 \alpha_r} - \frac{A_2 \cos \theta_r \sin^2 \theta_r}{A_1 \cos \theta_0} (\operatorname{ctg} \theta_r \operatorname{tg} \alpha_r + 1)' + \frac{1}{\cos^2 \alpha_r} \right], \quad (6)$$

$$\text{где } L_0 = \frac{A_2}{\cos \theta_0}; \quad B_1 = 1 - f \operatorname{tg} \alpha_r.$$

Уравнение (6), описывающее изменение C_B в зависимости от вертикального перемещения точки B , достаточно общее и позволяет определить значение жесткости C_B которая зависит от угла поворота маятниковой вилки от 0 до π , ее длины a , расстояния L_p , угла θ_1 и положения точки B .

На рис. 2 показано изменение приведенной к точке B жесткости системы в зависимости от вертикального перемещения h центра колеса при следующих параметрах задней подвески реального спортивного мотоцикла: $a=0,51$ м; $b=0,29$ м; $C_{пр}=160$ Н/см; $h_0=0,05$ м; $L_p^0=0,35$ м; предварительное поджатие упругого элемента с силой R_0 при $h=0$; $E=0,1, 0,35$ и $0,5$ м для соответствующих кривых. Из приведенного графика видно, что кривые, для которых $E=0,1$ м, имеют восходящий, а кривые с $E=0,35$ м нисходящий нелинейный характер. Закономерности изменения приведенной жесткости определяются в основном знаком угла θ_r [см. уравнение (6)], который зависит от соотношения расстояния E и длины b маятниковой вилки. Когда угол θ_r положителен, т. е. $b > E$, то жесткость системы увеличивается при возрастании h . В противном

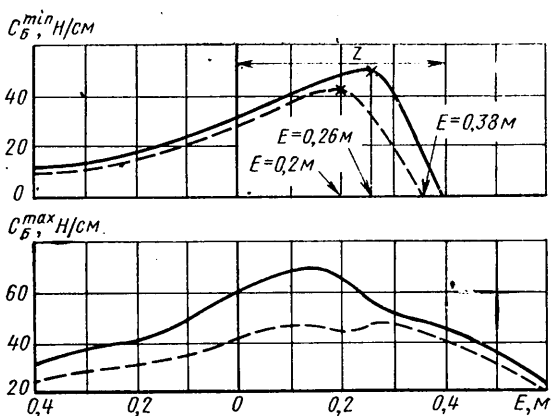


Рис. 3. Зависимость изменения величин $C_B^{\max}$ и $C_B^{\min}$ от расстояния E (сплошные линии при $f=0$, штриховые линии при $f=0,5$)

Таблица 1

Длина b маятниковой вилки в м	Жесткость системы в точке B в Н/см при	
	$f=0$	$f=0,05$
0,2	18,6/32,4	17,0/22,1
0,3	32,1/61,3	29,3/42,4
0,4	42,9/82,1	39,2/56,9
0,5	50,8/93,6	41,4/64,4
0,6	56,5/98,9	51,5/67,4
0,7	60,5/100,8	55,1/67,9

Таблица 2

Длина a маятнико- вой вилки в м	Жесткость системы в точке B в Н/см при	
	$f=0$	$f=0,05$
0,2	202,8/2095,2	15,55/83,62
0,3	91,2/315,9	77,9/177,6
0,4	51,4/121,9	45,6/77,6
0,5	32,9/63,9	30,0/43,8
0,6	22,8/39,1	21,1/28,3
0,7	16,7/26,4	15,6/19,3

* Примечание. В числите-
теле приведены величины $C_B^{\min}$,
в знаменателе — $C_B^{\max}$.

случае при $E > b$ приведенная жесткость системы уменьшается.

Иной характер изменения C_B получается при $E \geq 0,38$ м. В этом случае при больших величинах h значение производной может быть отрицательным.

Наиболее значительно величина приведенной жесткости C_B изменяется в режиме частичного буксования ведущего колеса ($f=0,5$) при условии, что $E > b$. В этом случае при максимальном ходе $h=0,2$ м она отличается от жесткости в статическом положении почти на 40 Н/см. Приведенная жесткость подвески мало изменяется, если расстояние $E=0,1$ м в режиме $f=0,5$. Разность значений жесткости в крайних точках составляет лишь 9,5 Н/см. Конструкция подвески мотоцикла, в которой упругий элемент расположен вертикально, может обеспечить наименьшее изменение C_B при прохождении маятниковой вилки из нижнего в верхнее положение, т. е. значение приведенной жесткости в точке B будет почти постоянно.

С целью определения изменения приведенной жесткости в зависимости от величины и направления расстояния E при движении точки D по прямой OO' был построен график минимальных $C_B^{\min}$ и максимальных $C_B^{\max}$ значений жесткости при увеличении h от 0 до 0,2 м для двух значений $f=0$ и $f=0,5$. Остальные параметры задней подвески те же.

Из графиков, представленных на рис. 3, видно, что при данных параметрах системы существует зона Z , в которой варьирование величиной E значительно сказывается на величинах $C_B^{\min}$ и $C_B^{\max}$. Наиболее существенные изменения претерпевают кривые минимальных значений жесткости. Каждая из этих зависимостей имеет ярко выраженный максимум, наступающий для кривой с $f=0$ при $E=0,26$ м, а для кривой с $f=0,5$ при $E=0,2$ м.

В той же зоне Z расположена и особая точка системы, в которой приведенная жесткость не зависит от текущих углов θ и α . Появление особой точки связано с определенными условиями, при которых расстояние E равно b , а маятниковая вилка занимает строго горизонтальное положение.

В табл. 1 показано влияние изменения положения точки крепления нижнего конца упругого элемента к вилке. При этом $E=0$, а остальные характеристики системы остались неизменными. Значения $C_B^{\min}$ и $C_B^{\max}$ возрастают с увеличением b . Характер изменения этих значений в зависимости от положения точки B нелинейный. При креплении нижнего конца пружины за точкой B приведенная жесткость системы изменяется незначительно.

В табл. 2 показано влияние изменения длины a маятниковой вилки на величины $C_B^{\min}$ и $C_B^{\max}$. В этом расчетном варианте $E=0$, $b=0,29$ м.

При неизменном положении точки крепления нижнего конца упругого элемента к вилке изменение длины a значительно влияет на величины $C_B^{\max}$. Это объясняется тем, что при принятом начальном положении $h_0=0,05$ м и максимальном вертикальном ходе $h=0,2$ м более короткий рычаг поворачивается на больший угол относительно шарнира A при максимальном сжатии упругого элемента, чем при начальном положении системы.

Как видно из приведенных в табл. 2 расчетных величин, влияние тягового усилия на колесе существенно сказывается на максимальных и минимальных значениях приведенной жесткости. В качестве примера покажем влияние тягового усилия при длине маятниковой вилки 0,2 и 0,6 м (табл. 2). Так, при длине $a=0,2$ м неучитывание тягового усилия при максимальном сжатии упругого элемента приводит к ошибке почти в 2,5 раза, а при $a=0,6$ м эта ошибка составляет 38%.

Проведенный анализ по определению приведенной жесткости задней подвески мотоцикла показывает, что эта жесткость зависит как от геометрических размеров направляющего устройства и жесткости упругого элемента, так и от тягового усилия, реализуемого колесом. При определенном выборе параметров можно обеспечить линейное изменение радиальной силы в зависимости от вертикального положения оси ведущего колеса мотоцикла.

УДК 629.113-592.64

Исследование инерционности тормозных механизмов как звеньев антиблокировочных систем

А. Р. СПИРИН, кандидаты техн. наук Л. В. ГУРЕВИЧ, Р. А. МЕЛАМУД

НИИавтоприборов

В ОПУБЛИКОВАННОЙ ранее статье [1] было показано, что экспериментальное определение инерционности тормозных механизмов — необходимый этап создания антиблокировочной тормозной системы. Во время обычной работы тормозного управления динамические качества его исполнительных органов — тормозных механизмов — существенно не влияют на процесс торможения автомобиля. При быстром и циклическом функционировании антиблокировочной системы длительность регулирования тормозного момента сравнима со временем реакции тормоза на управляющее воздействие, поэтому работу тормозных механизмов в данном случае можно считать происходящей исключительно в переходном режи-

ме. Чтобы количественно описать такую работу тормозов, необходимую для отработки системы путем моделирования, нужно знать их динамические характеристики.

Очевидно, что современные тормозные механизмы, предназначенные для работы в практически стационарных режимах обычных тормозных систем, не могут в полной мере удовлетворять требованиям, предъявляемым к звену автоматической системы управления, каковой является антиблокировочная система. Быстро разработать и внедрить автомобильные тормоза, созданные специально для работы с этой системой, нерационально. Вследствие этого проблему совместности традиционного тормозного механизма и антиблокировочной системы сле-

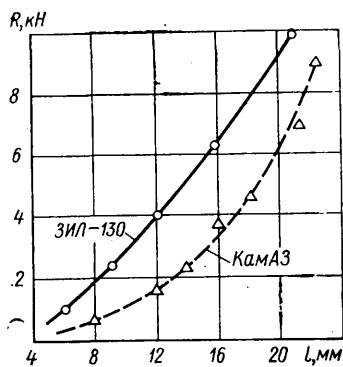


Рис. 1. Жесткостные характеристики тормозных механизмов, приведенные к регулировочному рычагу

дует решать соответствующим корректированием ее алгоритма и конструкции. Это также требует знания динамических характеристик колесных тормозов. Получить такие характеристики теоретическим путем в настоящее время не представляется возможным. Такая проблема по сложности выходит далеко за рамки инженерных прикладных задач, поэтому единственно приемлемым способом получения искомых характеристик тормозного механизма является экспериментальное исследование.

Количественно инерционность любого объекта характеризуется массой и кинематикой его движущихся элементов. К сожалению, ввиду сложности движения и деформаций составных частей тормоза его невозможно описать как объект с распределенными массами. Чтобы существенно упростить задачу, его целесообразно представить объектом с сосредоточенными параметрами (массой и жесткостью), приведенными к какому-либо одному звену. Наиболее удобным звеном является регулировочный рычаг.

Жесткость тормозного механизма C^* , приведенную к регулировочному рычагу, определяют сравнительно просто: нагружением рычага известной силой и измерением его перемещения. Гораздо сложнее найти такой формализованный параметр, как приведенная масса m^* , которая может в значительной степени не совпадать с действительной массой тормоза. Нельзя непосредственно измерить параметр m^* . Его можно приближенно вычислить по известной формуле теории колебаний, принимающей в данном случае вид

$$m^* = \frac{C^*}{f_0^2},$$

где f_0 — собственная частота объекта.

Параметр f_0 можно определить экспериментально по амплитудной или фазовой частотным характеристикам тормозного механизма.

Настоящее исследование было сведено к экспериментальному определению жесткостной и частотных характеристик тормозных механизмов. Для этого использовали инерционный тормозной стенд. Стенд оборудован электродвигателем мощностью 105 кВт, тензометрической системой измерения тормозного момента в диапазоне 0—30 кН·м и регистрирующим ультрафиолетовым светолучевым осциллографом. Каналы измерения без существенных погрешностей позволяли работать в интервале частот 0—200 Гц. Исследованиями подвергали тормозной механизм автомобиля КамАЗ и задний тормозной механизм автомобиля ЗИЛ-130. Поскольку естественные биения тормозных барабанов при определении частотных характеристик создавали бы помеху, они были устранены непосредственно на стенде без последующей переустановки, что уменьшило биения в среднем на 95%.

Жесткостные характеристики тормозных механизмов определяли с помощью динамометра нагружением и разгрузкой регулировочного рычага. На рис. 1 даны приведенные к регулировочному рычагу осредненные жесткостные характеристики тормозов автомобилей ЗИЛ-

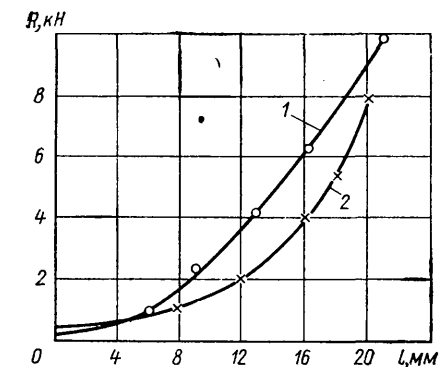


Рис. 2. Жесткостные характеристики тормозного механизма автомобиля ЗИЛ-130: 1 — исходное состояние; 2 — изношенные тормозные накладки

8 мм. Ролик установлен на планшайбе, привод вала которой осуществляется от мотор-редуктора 5 постоянного тока. Его серпесный электродвигатель получает питание от аккумуляторной батареи 6 через выключатель 7 и реостат 9, перемещением движка которого можно плавно изменять частоту вращения эксцентрикового ролика 4. Стандартный регулировочный рычаг тормозного механизма 1 заменен специальным рычагом 2 той же длины. На его стержень, выполненный в виде балки равного сопротивления изгибу, наклеены тензодатчики для измерения приложенного к рычагу усилия. На конце рычага закреплен ролик 3, который обкатывается по эксцентрику 4, перемещаясь на величину 2е за один оборот. При вращении эксцентрика нагрузочный момент мотор-редуктора 5 может изменяться более чем на порядок, что приводит к неравномерному вращению вала датчика и недопустимому искажению синусоидальной нагрузки регулировочного рычага 2. Для устранения этого недостатка датчик снабжен компенсатором нагрузочного момента, содержащим рычаг 10 с роликом, аналогичный специальному регулировочному рычагу 2.

Рычаг 10 компенсатора нагружается в противофазе с регулировочным рычагом 2 и передает усилие эксцентрика на упругий элемент, жесткость которого линейаризованно равна жесткости тормозного механизма 1, приведенной к регулировочному рычагу. В качестве упругого элемента компенсатора применен торсион 8.

Конструкция компенсатора предусматривает легкую замену торсиона и регулировку его преднатяга. Благодаря этому достигается почти полная компенсация нагрузочного момента мотор-редуктора, высокая равномерность частоты вращения эксцентрика и форма сигнала нагрузки регулировочного рычага, достаточно близкая к синусоиде в широком диапазоне частот и амплитуд. Кроме выравнивания нагрузочного момента, компенсатор снижает потребляемую мощность электродвигателя датчика до величины, необходимой для преодоления трения в датчике и опорно-разжимном устройстве тормозного механизма.

При испытаниях по определению частотных характеристик тормозных механизмов автомобилей ЗИЛ-130 и КамАЗ изме-

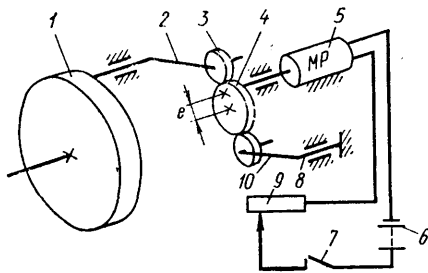
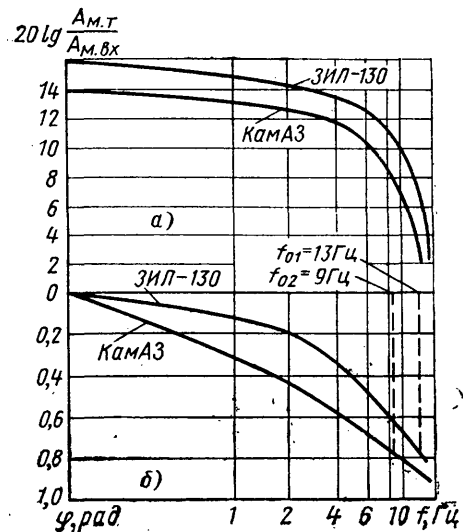


Рис. 3. Схема установки, применяемой для исследования частотных характеристик тормозных механизмов

Рис. 4. Осредненные логарифмические частотные характеристики тормозных механизмов: а — амплитудная характеристика; б — фазовая характеристика



няли среднюю величину усилия на регулировочном рычаге от 540 до 1770 Н, амплитуду усилия — от 245 до 1230 Н, частоту приложения усилия — от 0 до 15 Гц. Осредненные по всем измерениям результаты испытаний приведены на рис. 4.

При подготовке эксперимента предполагалось найти исковую величину собственной частоты тормозного механизма f_0 по резонансной точке на амплитудно-частотной характеристике (рис. 4,а). Однако по результатам исследования видно, что тормозные механизмы в интересующем нас интервале частот не имеют резонансной зоны. Это подтверждено и зарубежными исследованиями [2 и 3], в связи с чем величины параметра f_0 определяли по фазовой частотной характеристике (рис. 4,б) в предположении, что собственной частоте колебаний соответствует фазовый сдвиг 0,79 рад. Для объектов, обладающих гистерезисом, каковыми являются тормозные механизмы [1], это, естественно, можно сделать весьма приближенно.

Результаты эксперимента позволяли определить параметры f_0 в экспериментальном диапазоне, указанном выше, и в конечном итоге m^* . Осредненные по всем измерениям их величины приведены в таблице.

Тормозной механизм автомобиля	Линеаризованные приведенные		Осредненная собственная частота f_0 в Гц
	жесткость C^* в МН/м	масса m^* в кг	
ЗИЛ-130 КамаЗ	0,45	67,6	13,0 9,0
	0,30	93,6	

Таким образом, исследованные тормозные механизмы имеют нелинейные жесткостные характеристики, причем эта нелинейность возрастает с износом тормозных накладок. Полученные частотные характеристики тормозных механизмов не имеют резонансной зоны, что наряду с формой характеристик позволяет для исследованного частотного диапазона моделировать барабанный тормозной механизм данного типа аперидическим звеном. Анализ жесткостных и частотных характеристик показывает, что в общем случае приведенная масса тормозного механизма является величиной переменной и зависящей от нагрузочного режима. Это обусловлено тем, что при изменении последнего приведенная жесткость тормоза и квадрат параметра f_0 меняются непропорционально.

Полученные данные, очевидно, являются типичными для барабанных тормозных механизмов с опорно-разжимным устройством такого типа и могут быть использованы для предварительного моделирования при отработке антиблокировочной системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Спиринов А. Р., Гуревич Л. В., Меламуд Р. А. Исследование гистерезиса тормозных механизмов как звеньев антиблокировочных тормозных систем. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3.
2. Аоки К. Приспособление против скольжения автомобиля. — Эрэктуторникусу, 1972, т. 17, № 7 (Япон.) с. 952—961. Перевод ГПНТБ № 74/11208—В.
3. Schafer T. C., Howard D. W., Carp R. W. Design and performance consideration for a passenger car antiskid sistem. — SAE preprints, s. a. № 680458, p. 9.

УДК 629.113.004

Системный подход при разработке комплексных методов исследования функциональных свойств ремней безопасности

А. И. РЯБЧИНСКИЙ, О. В. МЕЛЬНИКОВ, Л. О. ТЕДЕР

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

К ОМПЛЕКСНЫЕ методы исследования системы обеспечения пассивной безопасности дорожного движения, ее подсистем и элементов, разработанные на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ, базируются на системном подходе [1 и 2]. Указанные методы разрабатывали с учетом критериев, характеризующих пассивную безопасность автомобиля как элемента системы обеспечения пассивной безопасности.

Как показали результаты проведенных исследований механизма травмирования, кинематики и динамики человека, закрепленного ремнями безопасности, в условиях дорожно-транспортных происшествий, а также толерантности человека к импульсным нагрузкам, основными типами дорожно-транспортных происшествий, при которых наиболее эффективны ремни безопасности, являются фронтальные столкновения, опрокидывания и частично боковые столкновения автомобилей. Критериями, оценивающими свойства ремней безопасности как элементов системы пассивной безопасности, являются: перегрузки человека; перемещение человека, вызывающее травмоопасный контакт с элементами интерьера автомобиля; удельные нагрузки, действующие на тело человека в зоне контакта с ремнями безопасности, $P_{\text{ч-РБ}}$ при фронтальном столкновении; вероятность ежекривирования (выпадения) человека из автомобиля $P_{\text{ч-РБ}}$ при опрокидывании и боковом столкновении.

Снизить удельные нагрузки можно путем увеличения площади контакта лямок ремней безопасности с телом водителя или пассажира, применения надувных ремней безопасности и исключения «скручивания» их лямок в зоне контакта с телом человека. Травмобезопасный уровень удельных нагрузок в условиях фронтального столкновения автомобиля с приведенной скоростью движения до $v_a = 50$ км/ч может быть обеспечен лямками ремней шириной 46—50 мм.

Величина максимального усилия ограничивается необходимым перемещением человека в результате растяжения ремней безопасности. Допустимые величины перемещений человека $S_{\text{ч-а}}$, регламентируемые отечественными (ГОСТ 18837—73), международными (Правила ЕЭК ООН № 16), а также национальными нормами безопасности ряда стран (США, Франция,

ФРГ, Япония и др.), приняты в диапазонах 80—200 мм и 100—300 мм для контрольных точек газа и груди человека соответственно. Ограничение силы удара и перемещения человека достигается в основном в результате оптимизации ударно-прочностных свойств автомобиля и жесткостных характеристик лямок ремней безопасности, а также применением в их конструкциях ограничителей усилий и механизмов предварительного натяжения ремней в момент столкновения. Перемещение человека с ремнями безопасности, которое происходит во втором периоде столкновения автомобиля [1], можно подразделить на следующие характерные фазы:

I — перемещение человека до момента контакта с лямками ремней безопасности; длительность этой фазы зависит от изменения скорости автомобиля v_a в процессе столкновения и начального зазора между телом человека и ремнями $\Delta S_{\text{ч-РБ}}$.

II — удержание человека от момента контакта с ремнями безопасности до момента, соответствующего максимальному перемещению человека по направлению удара. Эту фазу можно расчленить на две подфазы: удержание с помощью ремней безопасности — с момента контакта тела человека с лямками ремней до момента контакта с элементами интерьера автомобиля и соударение с квазизащитными удерживающими средствами — с момента контакта человека с элементами интерьера автомобиля до полной остановки (относительно автомобиля).

III — упругий отскок человека — от момента максимального перемещения человека до момента, когда гасится скорость его отдачи вследствие упругих свойств ремней безопасности и квазизащитных удерживающих средств.

На рис. 1 показана разработанная структурная схема расчетно-экспериментального анализа подсистемы «А—Ч—РБ», которая может быть использована для исследования любого типа удерживающих средств. В качестве основной входной характеристики для подсистемы «А—Ч—РБ» принята скорость v_a , равная изменению скорости движения автомобиля в момент столкновения и являющаяся характеристикой системы пассивной безопасности. При анализе дополнительно задаются характеристики ударно-прочностных свойств автомобиля $[N_a = f(t)]$, свободного пространства между человеком и ква-

Рис. 1. Структурная схема расчетно-экспериментального анализа подсистемы «А-Ч-РБ»

(А — ремни безопасности не обеспечивают безопасности, требуется увеличение энергоемкости элементов салона или применение более совершенных ремней; Б — ремни обеспечивают безопасность в автомобиле; В — ремни обеспечивают безопасность, имеются резервы снижения перегрузок, действующих на человека)

защитными удерживающими средствами $\Delta S_{\text{Ч-УС}}$, характеристики квазизащитных удерживающих средств $[(F_{\text{Ч-УС}})_{\text{без}} = f(v_{\text{Ч-А}})]$, а также характеристики ремней безопасности в виде свободного пространства между человеком и ремнями безопасности $\Delta S_{\text{Ч-РБ}}$ и перемещение отдельных частей манекена, закрепленного ремнями, в процессе имитации фронтального столкновения $[(S_{\text{Ч}})_{\text{РБ}} = f(t)]$.

Расчетный зазор между телом человека и ремнями безопасности $S_{\text{Ч-РБ}}$ фиксируется установкой перед началом испытаний пластины между спиной манекена и спинкой сиденья и может определяться, как показали результаты исследований, по моменту начала роста усилий в лямках ремней $[t = (t_{\text{Ч}})_{\text{РБ}}]$.

Расчетный зазор между телом человека и квазизащитными удерживающими средствами $S_{\text{Ч-УС}}$ фиксируется для момента возможного начала контакта человека с этими средствами $[t = (t_{\text{Ч}})_{\text{УС}}]$, определяемого по величинам $S_{\text{Ч-А}} = \Delta S_{\text{Ч-УС}}$ с учетом зависимостей $(S_{\text{Ч}})_{\text{РБ}} = f(t)$ для отдельных частей манекена, полученных при динамических испытаниях ремней безопасности.

В качестве выходных параметров приняты значения $v_{\text{Ч-УС}}$ и $F_{\text{Ч-УС}}$. Величина $v_{\text{Ч-УС}}$ определяется по изменениям скоростей движения человека и автомобиля в процессе столкновения для момента $S = (t_{\text{Ч}})_{\text{УС}}$. При этом оценку значений $v_{\text{Ч-УС}}$ нужно выполнять для II и III фаз перемещения человека. Использование в качестве выходных параметров значений скорости человека относительно автомобиля в момент контакта отдельных частей тела с удерживающими средствами позволяет в ряде случаев не проводить относительно трудоемких расчетов и снизить число дорожных испытаний с разрушением автомобилей. При значениях $v_{\text{Ч-УС}} > v_{\text{Ч-УС без}}$ проводится дополнительное определение и дается оценка величины $F_{\text{Ч-УС}}$.

Для линейных силовых характеристик ремней безопасности и квазизащитных удерживающих средств, т. е. когда $S_{\text{РБ}}(v_{\text{Ч}}) = K_{\text{РБ}}(v_{\text{Ч}})$, величина $F_{\text{Ч-УС}}$ может быть определена из выражения

$$F_{\text{Ч-УС}} = v_{\text{Ч-УС}} \sqrt{\frac{(m_{\text{Ч}})_{\text{пр}}}{K_{\text{РБ}} + K_{\text{УС}}}},$$

где $(m_{\text{Ч}})_{\text{пр}}$ — приведенная в центре контактной зоны удара масса человека;

$K_{\text{РБ}}$, $K_{\text{УС}}$ — коэффициенты деформации ремней безопасности и удерживающих средств.

Таким образом, с использованием предложенного расчетно-экспериментального метода можно оценить соответствие ремней безопасности особенностям конструкции автомобиля.

Проведенный анализ биомеханики дорожно-транспортных происшествий позволил определить исходные данные, необходимые для аналитических исследований подсистемы «А-Ч-РБ». Методика определения $\Delta v_{\text{А}}$ приведена в работе [5]. Для

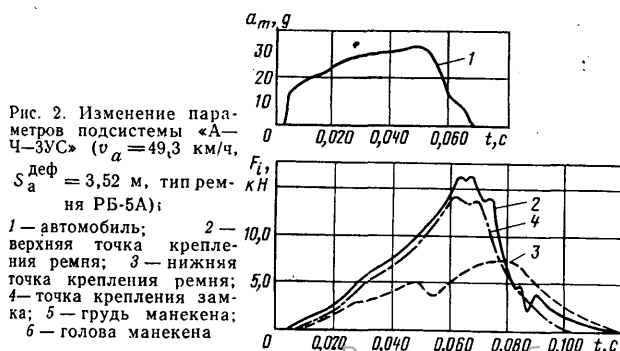
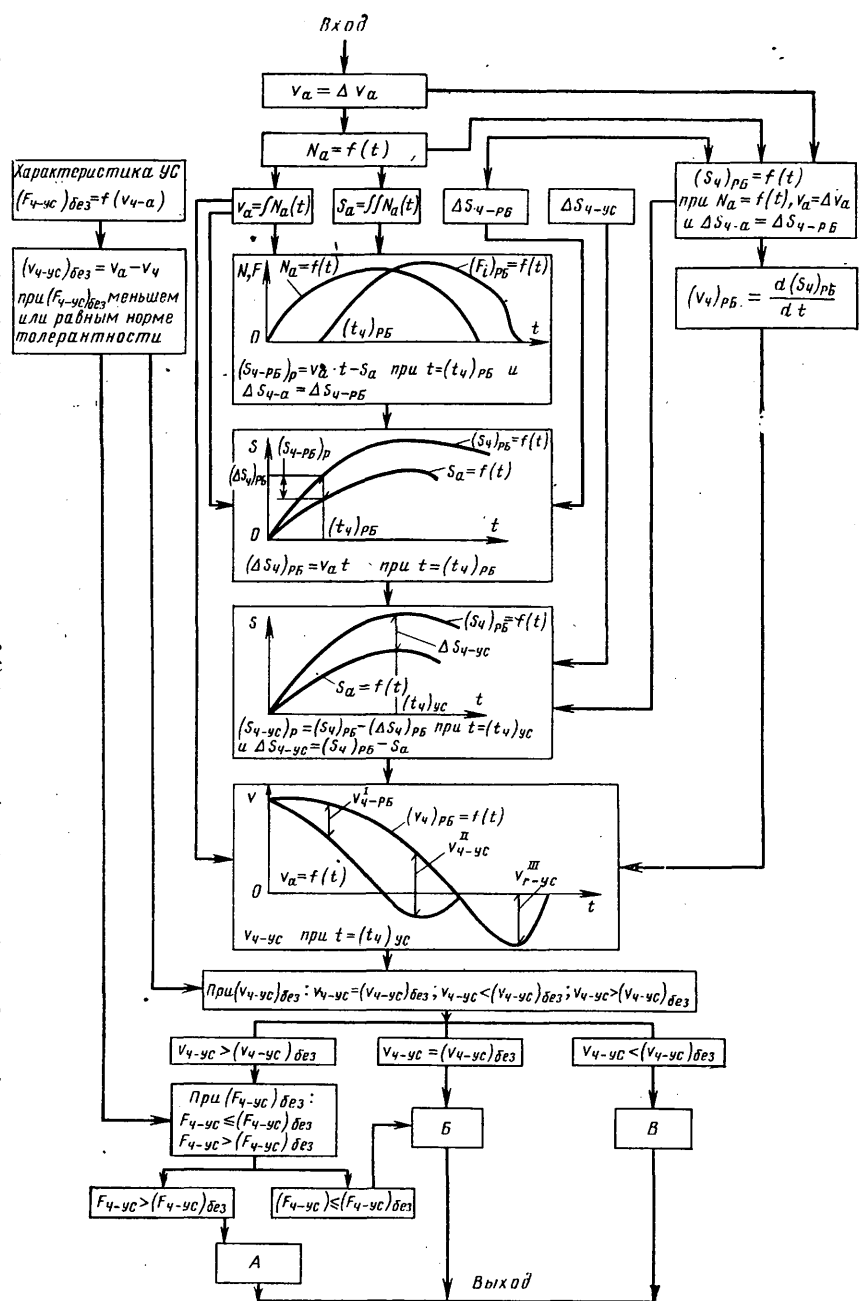


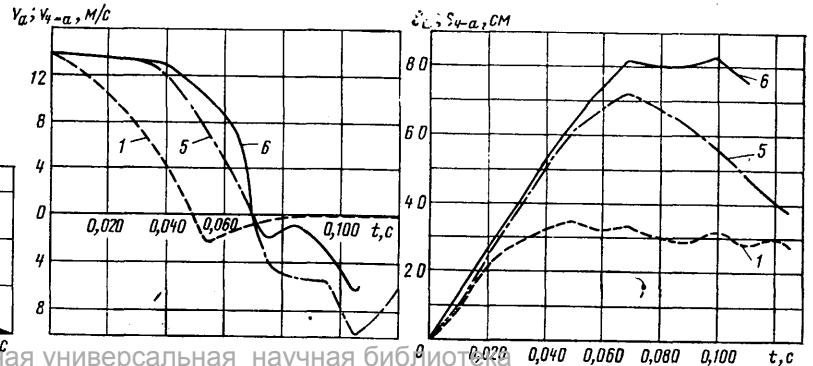
Рис. 2. Изменение параметров подсистемы «А-Ч-УС» ($v_{\text{А}} = 49,3$ км/ч, $S_{\text{А}}^{\text{деф}} = 3,52$ м, тип ремня РБ-5А):

1 — автомобиль; 2 — верхняя точка крепления ремня; 3 — нижняя точка крепления ремня; 4 — точка крепления замка; 5 — грудь манекена; 6 — голова манекена



определения характеристик перегрузок автомобилей $N_{\text{А}}$, начала роста усилия в ремнях безопасности и деформаций автомобиля $S_{\text{А}}^{\text{деф}} = S_{\text{А}}$ для основных моделей отечественных автомобилей могут быть использованы результаты экспериментальных исследований имитацией фронтальных столкновений автомобилей с неподвижным препятствием, приведенные в работе [1]. Характеристики современных ремней безопасности, отвечающих международным требованиям безопасности, приведены на рис. 2 и в таблице.

Графики изменения относительной скорости контрольных точек манекена строились путем дифференцирования кривых пе-



Марка ремня безопасности	Максимальное замедление в долях g						Максимальное усилие в лямках ремней в кН				Максимальное перемещение в см				v _a в км/ч
	вертикальное	горизонтальное	поперечное	горизонтальное	вертикальное	горизонтальное	верх	низ	замок	Σ	груди	головы	таза	тележки	
головы манекена	груди манекена		тележки												
РБ-5«А»	64	38	—	—	—	34,9	—	—	13,40	—	38,6	—	13,4	39,0	47,0
РБ-6«А»	—	—	—	—	—	36,0	12,46	6,78	10,30	29,54	33,6	—	34,0	41,0	48,5
РБ-5«А»	—	—	—	—	—	38,0	11,40	—	11,35	—	25,6	—	16,5	39,7	48,7
РБ-5-13	—	—	—	—	—	39,6	—	5,23	13,02	—	37,1	—	25,7	37,3	48,0
РБ-5-13	—	—	—	—	—	44,0	12,18	8,82	11,42	32,42	39,7	—	31,6	35,7	50,0
ИРБ-9	75	22	—	42	43	37,9	—	10,20	15,70	—	46,5	—	21,3	39,3	49,3
ИРБ «Loids»	47	24	—	69	30	40,0	—	—	13,15	—	46,6	—	21,2	39,2	49,2
ИРБ «Loids»	54	26	—	73	40	39,5	—	—	11,50	—	31,2	60,0	19,6	34,7	50,0
ИРБ «Loids»	49	30	—	83	37	41,7	—	—	11,63	—	37,1	—	31,4	36,1	49,2
РБ-5«Б»	81	76	—	107	71	40,3	8,25	1,020	16,92	35,37	24,0	42,7	—	34,7	49,85
РБА-КТЗ	48	42	—	78	34	32,0	6,88	8,45	11,73	27,06	—	—	—	36,0	49,6
РБ-5	48	31	—	70	42	28,3	3,71	—	6,76	—	—	—	—	44,5	50,0
РБ-16	44	10	—	57	52	38,9	—	6,17	5,07	—	—	—	—	—	50,0
РБ-4	—	—	—	—	—	—	—	5,65	4,86	—	—	—	—	—	51,0
РБ-3	—	—	—	—	—	36,9	—	5,98	3,38	—	—	—	—	—	45,3
ИРБ-9 с лентой «Carl Stal»	75	74	25	50	—	33,5	4,79	6,89	8,89	20,59	33,0	48,8	22,0	37,5	50,0
ИРБ-9 с лентой «Klippan»	112	108	37	100	—	30,4	7,31	7,14	10,41	24,87	30,4	—	14,1	38,7	50,0
РБ5«А» с лентой «Carl Stal»	115	72	18	25	—	33,8	5,48	8,67	11,89	26,04	23,8	39,8	—	38,4	50,0
«Autoflug» тип 471	49	103	12	64	—	30,4	6,69	7,06	14,75	28,51	42,6	—	16,3	45,6	51,4
«Klippan» 2000	87	68	22	34	71	33,7	6,50	9,91	12,15	28,56	36,7	—	28,5	37,3	47,8
«Klippan» 2000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	35,5	—	25,8	35,7	50,0

ремешения, полученных с помощью скоростной киносъемки. По результатам проведенных испытаний относительная скорость $v_{ч-а}^{\text{II}}$ для контрольной точки груди манекена при контрольных испытаниях ремней безопасности на динамической тележке составляет 7,7—10,0 м/с (средняя величина 9,32 м/с), а относи-

тельная скорость $v_{ч-у}^{\text{III}} = 5,5 \div 10,1$ м/с (среднее значение 8,17 м/с).

Зазор $\Delta S_{ч-РБ}$ зависит от типа, особенностей установки и подгонки к телу человека ремней, а также от посадки человека, одежды и антропометрических данных. Результаты проведенных экспериментальных исследований при регламентируемом Правилами ЕЭК ООН № 16 для условий имитации фронтального столкновения в начальном зазоре 25 мм на жестком сиденье тележки и плотном закреплении манекена на сиденье показали, что расчетный зазор между манекеном и ремнями безопасности, определяемый по моменту роста усилий в лямках ремней (при перегрузках более единицы), может изменяться в пределах от 16 до 50 мм. В условиях эксплуатации начальный зазор, как правило, больше регламентируемого в 1,5—2 раза.

При известной величине расчетного зазора ($S_{ч-РБ}$) скорость человека относительно автомобиля в момент контакта с лямками ремней $v_{ч-РБ}$ можно определить с учетом зависимостей, приведенных на рис. 2.

Начальный зазор между отдельными частями тела человека 95% репрезентативности и впереди расположенными элементами салона (квазизащитными удерживающими средствами) определяется с использованием координат жизненного пространства как минимальное расстояние от внешних границ жизненного пространства для начального адаптированного положения до соответствующих элементов салона (панели приборов, рулевого управления, ветрового стекла и др.), находящихся в зонах возможного перемещения частей тела (груди, головы и др.). При этом сиденье необходимо устанавливать в крайнем нижнем заднем положении, а координаты точки H жизненного пространства должны быть совмещены с точкой R сиденья. Координаты жизненного пространства приведены в работе [3].

Величина ($t_ч$) $у_{с}$ может быть приближенно определена (при известных зазорах $\Delta S_{ч-у_{с}}$) с использованием характеристик $[(S_{ч-РБ}) = f(t)]$ для современных ремней безопасности, отвечающих международным Правилам ЕЭК ООН № 16 (рис. 2). Величина ($v_{ч-у_{с}}$) $б_{с}$ для современных легковых автомобилей лежит в пределах 24—30 км/ч.

Проведенный анализ биомеханики и механики подсистемы «А—Ч—РБ» позволили определить требования к ремням безопасно-

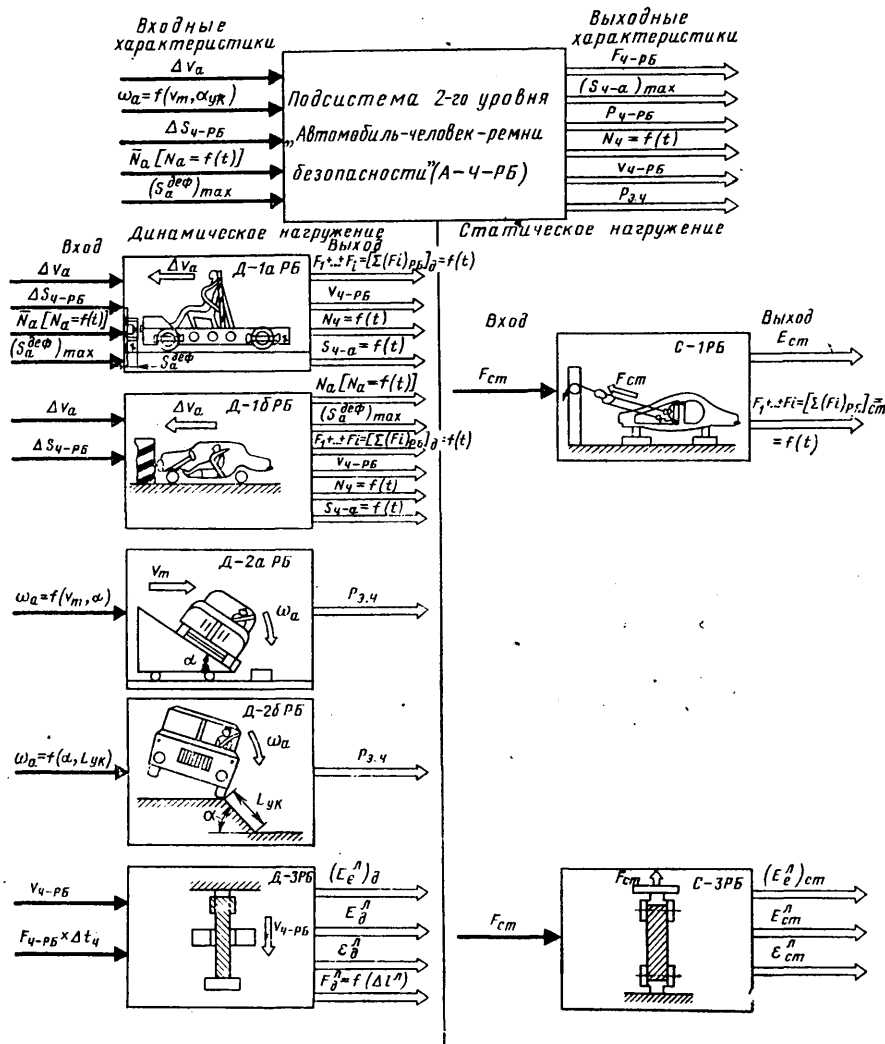


Рис. 3. Структурные схемы исследования подсистемы «А—Ч—РБ» ленты

сти как специальному защитному удерживающему средству с учетом характерных особенностей фронтального столкновения и опрокидывания автомобиля: принять следующие входные характеристики для подсистемы «А—Ч—РБ»:

$v_a = \Delta v_a$; $\bar{N}_a [N_a = f(t)]$; $S_{a \max}^{\text{def}}$; $\Delta S_{\text{ч-РБ}}$ для фронтального столкновения автомобиля и $\omega_a = f(v_a, \alpha, L_{\text{ук}})$ для опрокидывания; получить выходные характеристики для подсистемы «А—Ч—РБ» $P_{\text{ч-РБ}}$, $P_{\text{эч}}$, $N_{\text{ч}}$, $S_{\text{ч-а max}}$, $v_{\text{ч-УС}} (v_{\text{ч-РБ}}) = f(t)$ и $F_{\text{ч-РБ}}$; выбрать три основные схемы исследований в условиях импульсного и дополнительного в условиях упрощенного статического нагружений (рис. 3).

Исследования по схемам Д—1РБ позволяют имитировать процесс взаимодействия человека с ремнями безопасности в условиях фронтального столкновения и определять следующие выходные характеристики подсистемы «А—Ч—РБ»: перегрузки отдельных частей манекена $N_{\text{ч}}$, максимальное перемещение человека относительно автомобиля $S_{\text{ч-а}}$, изменение скорости человека относительно автомобиля $v_{\text{ч-РБ}} (v_{\text{ч-УС}}) = f(t)$. Величина $N_{\text{ч}}$ определяет тяжесть травмирования человека. Для головы, груди и коленного сустава $N_{\text{ч}}$ нормируется в стандарте США № 208. Величина $S_{\text{ч-а max}}$ определяется энергоемкостью (жесткостью) ремней безопасности (мест его крепления в автомобиле) и влияет на вероятность контакта человека с квазизащитными удерживающими средствами. Величинами $N_{\text{ч-РБ}}$ и $v_{\text{ч-УС}}$ определяют ударный импульс при соударении с ремнями безопасности и квазизащитными удерживающими средствами соответственно. Дополнительно при проведении испытаний по схемам Д—1РБ определяются $\bar{N}_a$, $N_a = f(t)$, $S_{a \max}^{\text{def}} = f(t)$, $v_{\text{ч-РБ}}$ и $F_{i \text{ РБ}} = f(t)$, значения которых используются в качестве входных параметров при исследованиях подсистемы «А—Ч—РБ» по схемам Д—16РБ, Д—3РБ и С—3РБ (рис. 3).

Для имитации условий динамического нагружения по схеме Д—1аРБ используется способ наезда движущейся тележки с манекеном, закрепленным ремнями безопасности, на неподвижное тормозное устройство, что подробно изложено в работе [1].

Условия проведения испытаний по схеме Д—16РБ, методики измерений и обработки при этом данных аналогичны применяемым при испытаниях автомобилей имитацией фронтального столкновения и динамических испытаний с использованием имитатора столкновения, т. е. по схеме Д—1аРБ [1 и 3]. При этом дополнительно к выходным параметрам, определяемым при испытаниях Д—1аРБ, фиксируется: усилие при возможном ударе коленей манекена об элементы интерьера салона; кинематика манекена и контакт его с элементами интерьера салона; прочностные свойства системы крепления ремней безопасности в кузове.

В некоторых случаях целесообразно заменять технические сложные динамические испытания на статические. Так, для определения прочности мест крепления ремней безопасности и энергопоглощаемости комплекта ремней может быть использована схема С—1РБ. Энергопоглощаемость отдельных лямок ремней определяется с использованием зависимости $(\Sigma F_i)_{\text{РБ}} = f(S_{\text{ч-а}})$, где $(\Sigma F_i)_{\text{РБ}}$ — суммарная нагрузка на концах лямок, $S_{\text{ч-а}}$ — перемещение используемого при испытаниях манекена по горизонтали в направлении приложения силы $F_{\text{ст}}$.

Для проведения испытаний используется стенд с гидравлическими нагружателями. Три нагружателя с максимальным усилием до 40 кН и ходом 1,0 м каждый обеспечивают нагружение трех комплектов ремней безопасности одного ряда сидений. Методика испытаний по схеме С—1РБ подробно изложена в работах [1 и 3].

Методы исследования ремней безопасности в соответствии со схемой Д—2РБ предназначены для исследования эффективности защитных удерживающих средств при динамическом нагружении в условиях имитации опрокидывания.

В процессе исследований определяется вероятность эжектирования манекенов при опрокидывании. При этом входной параметр — угловая скорость автомобиля ω_a задается как функция от угла α установки автомобиля на тележке или угла уклона, на котором осуществляется имитация опрокидывания, а также скорости движения тележки v_t и длины уклона $L_{\text{ук}}$.

Для имитации опрокидывания легкового автомобиля используется способ наезда специальной тележки с установленным на ней автомобилем с манекенами, закрепленными с помощью ремней безопасности, на неподвижное тормозное устройство, а для грузовых автомобилей и автобусов — способ опрокидывания с использованием уклона, описанный в работе [4].

При испытаниях легковых автомобилей тележка с установленным на ней автомобилем разгоняется до нормируемой скорости v_t и наезжает на тормозное устройство. Непосредственно перед контактом с тормозным устройством (1,5—2 м) тележка движется по инерции. Скорость тележки в момент уда-

ра регулируется от 20 до 60 км/ч. Системы разгона и наведения тележки аналогичны применяемым при испытаниях с использованием имитатора столкновения. Остановочный путь тележки составляет 0,6—0,9 м при максимальной величине замедления не менее 20g в течение 0,04 с.

Схема Д—3РБ позволяет исследовать в условиях динамического нагружения ударно-прочностные свойства важнейшего элемента ремней безопасности — ленты лямок ремня. В качестве входных характеристик принимаются скорость человека $v_{\text{ч-РБ}}$ в момент контакта с лямками и величина ударного импульса $F_{\text{ч-РБ}} \Delta t_{\text{ч}}$, воздействующая на лямку. Эти характеристики должны предварительно определяться по результатам испытаний ремней по схемам Д—1РБ путем анализа зависимостей $(F_i)_{\text{РБ}} = f(t)$ и $S_{\text{ч-а}} = f(t)$. Использование при проведении комплексных испытаний схемы Д—3РБ позволяет определить параметры ленты ремней безопасности, оказывающие существенное влияние на основные выходные характеристики ремней, а именно: энергопоглощаемость $E_{\text{д}}^{\text{л}}$, энергоемкость $E_{\text{ед}}^{\text{л}}$ и относительное удлинение ленты $\epsilon_{\text{д}}^{\text{л}}$, а также изменение разрывных усилий $F_{\text{д}}^{\text{л}}$ в зависимости от растяжения ленты $\Delta l^{\text{л}}$.

Накопленный опыт и результаты исследований, позволившие определить коэффициент динамичности $K_{\text{д}}$ для ленты и ремня, дают возможность в ряде случаев заменить технические сложные динамические испытания статическими (С—3РБ).

Методы исследования ремней безопасности в соответствии со схемой Д—3РБ предназначены для исследования отдельных элементов ремней в условиях имитации их импульсного (статического) нагружения, характерного для процесса фронтального столкновения автомобиля.

В процессе исследований с использованием указанных методов определяются изменение по времени нагрузок, действующих на испытываемые элементы $F_{\text{д}}^{\text{л}} = f(t)$ и упругопластические деформации контрольного участка ленты ремня.

По полученным в экспериментах значениям усилий и деформаций определяются энергоемкость, энергопоглощаемость и относительное удлинение ленты (отдельных элементов) ремня. При разработке методов Д—3РБ учтено требование системного подхода к определению взаимосвязи между входными характеристиками и соблюдена идентичность условий нагружений на стенде с нагружением элементов ремней при имитации фронтального столкновения при заданном значении Δv_a .

Вертикально подвешенная к консоли опора системы силоизмерительный датчик — испытываемый элемент — штанга с неподвижной плитой импульсно нагружается падающим с высоты h грузом, размещенным на подвижной штанге и вывешенным на сбрасывателе. После срабатывания сбрасывателя груз падает на неподвижную плиту и нагружает испытываемый образец. Скорость $v_{\text{ч-РБ}}$, максимальную величину нагрузки, длительность действия нагрузки и форму кривой изменения усилия по времени определяют с учетом обеспечения условий нагружений ремней безопасности при $\Delta v_a = 50$ км/ч. Величину создаваемого импульса можно изменять, меняя массу и скорость груза. Скорость груза на стенде может достигать 6,6 м/с, что соответствует значениям $v_{\text{ч-РБ}}$ для современных ремней безопасности.

Длительность действия нагрузки регулируется в пределах 0,05—0,08 с (при дорожно-транспортных происшествиях она составляет 0,07—0,08 с) вследствие изменения жесткости и толщины демпфера, располагаемого между неподвижной штангой и грузом. Изменяя скорость и вес груза, а также применяя различные демпферы на стенде, можно получать различные формы кривой изменения нагрузки с максимальной амплитудой до 15 кН, близкие характеру нагружения ленты ремней безопасности в процессе динамических испытаний их на автомобиле или на имитаторе столкновения.

Для определения энергопоглощаемости $E_{\text{ст}}^{\text{л}}$, энергоемкости $E_{\text{ед}}^{\text{л}}$ и относительного удлинения ленты $\epsilon_{\text{ст}}^{\text{л}}$ в условиях статического нагружения используют схему испытаний С—3РБ. Относительное удлинение ленты определяют по удлинению контрольного участка ленты при нагрузке 10 кН (или разрывной нагрузке)

$$\epsilon_{10}^{\text{л}} = \frac{\Delta l_1^{\text{л}}}{l_0} 100\%; \quad \epsilon_{\text{разр}}^{\text{л}} = \frac{\Delta l_{\text{разр}}^{\text{л}}}{l_0^{\text{л}}} 100\%,$$

где $l_0^{\text{л}}$ — длина контрольного участка в мм;

$\Delta l_1^{\text{л}}$ — удлинение контрольного участка при нагрузке

10 кН

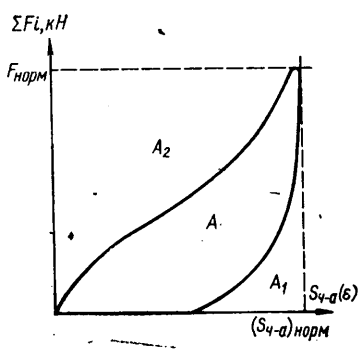


Рис. 4. Характеристика «усилие — удлинение» ленты ремней безопасности

$$\left(K_1 = \frac{A + A_1}{A + A_1 + A_2} 100\%; \right.$$

$$K_2 = \frac{A}{A + A_1 + A_2} 100\%;$$

$$K_3 = \frac{A_1}{A} 100\%;$$

$$K_4 = \frac{A}{A + A_1} 100\%,$$

где A, A_1, A_2 — площади на графике силовой характеристики

Энергоемкость ленты оценивают коэффициентом энергоемкости K_1 , представляющим собой отношение энергии, действительно поглощенной ремнем, к той максимальной энергии, которая может быть теоретически поглощена при данном усилии и данном перемещении. Коэффициент K_1 показывает совершенство характеристики ленты «усилие — деформация» в абсолютном отношении и должен по возможности приближаться к единице.

Способность ленты рассеивать энергию определяют двумя коэффициентами энергопоглощаемости K_2 и K_4 . Коэффициент K_2 выражает отношение энергии, рассеянной образцом при растяжении, к энергии, которая максимально может быть рассеяна в тех же координатах, и характеризует степень совершенства характеристики «усилие — деформация» по отношению к теоретическому циклу. Желательно, чтобы K_2 был близким к единице. Коэффициент K_4 представляет собой отношение той же рассеянной энергии к энергии, поглощенной образцом, и характеризует степень совершенства реальной характеристики «усилие — удлинение» данного образца лямки.

Упругие свойства ленты характеризуются коэффициентом отдачи восстановления K_3 , который определяется отношением энергии восстановления образца к рассеянной энергии и должен быть по возможности меньшим (рис. 4).

Выбор рассмотренных схем исследований осуществляется с учетом конкретных задач. Комплексные методы исследования ремней безопасности, включающие испытания по всем перечисленным схемам, были разработаны на автополигоне НАМИ и использованы при доводочных и контрольных испытаниях отечественных и зарубежных образцов ремней безопасности (отдельных его элементов); исследованиях кинематики и динамики человека, закрепленного ремнями безопасности; определение показателей энергоемкости (энергопоглощаемости) ремней безопасности и его элементов; определении коэффициентов динамичности и восстановлении подсистемы «А — Ч — РБ».

Корректность методов была подтверждена сходностью результатов испытаний ремней, проведенных на автополигоне НАМИ, в ЧССР и испытательном центре «ЮТАК» (Франция).

Остановимся на условиях и результатах исследований энергопоглощающих свойств ремней безопасности и его элементов с применением схем испытаний Д — 1аРБ, Д — 3РБ, С — 1РБ и С — 3РБ. Во время экспериментальных исследований энергопоглощения ремней безопасности определяли следующие показатели: прочность (разрывную нагрузку); относительное удлинение; силовую характеристику, причем сначала для ленты, а затем для комплекта ремня безопасности при статическом и динамическом способах нагружения.

При статических испытаниях типа С — 1РБ и С — 3РБ установлено, что наибольшее снижение прочности ленты в комплекте ремня безопасности происходит в месте сшивки ленты с металлическими деталями. Разрушение ленты в этих местах происходит при нагрузке 16—18 кН (для лент с исходной прочностью 24—25 кН).

При динамических испытаниях разрушение ленты происходит в основном в зоне контакта диагональной ленты с плечом манекена, при этом использование ленты со статической прочностью ниже 22 кН приводит к разрыву ремня при динамических усилиях в лентах, не превышающих 15 кН. Разрыв происходит вследствие сложного (волнового) характера распространения нагрузки по ленте ремня от манекена к местам крепления, неравномерности нагружения отдельных нитей основы и снижения прочности ленты вследствие мгновенного нагрева в месте наибольшего напряжения и трения. В местах контакта, в основном, плеча манекена с лентой ремня отмечалось оплавление ленты.

По результатам проведенных исследований рекомендовано установить минимальную разрывную статическую нагрузку для лент диагонально-поясных ремней, равной 22 кН.

Относительное удлинение ленты при динамическом нагружении типа Д — 3РБ определяли на образцах длиной 600 мм,

имеющих мерный участок 300 мм при высоте сбрасывания 0,94 м. Энергию удара меняли применением сбрасываемого груза различной массы. Измерения проводили тензометрическими датчиками: усилие с помощью тензометрического кольца и перемещения с помощью тензодатчика в форме пружинной скобы (база датчика 40—50 мм) и регистрировали на электронно-лучевом осциллографе.

Результаты динамических испытаний отечественных ремней безопасности в соответствии со схемой Д — 1аРБ показывают, что ленты с $\epsilon_{10} \geq 25\%$ не обеспечивают нормируемого перемещения манекена. При динамическом испытании лент типа Д — 3РБ на стенде с падающим грузом установлено, что в зоне нагрузок до 15 кН относительное удлинение при динамическом нагружении отличается от аналогичных данных, полученных при статическом нагружении. Для оценки характера деформации ленты при динамическом нагружении по результатам статических испытаний был введен коэффициент динамичности ленты K_d^L .

Этот коэффициент показывает отношение относительного удлинения ленты при статическом нагружении к относительному удлинению ленты при динамическом нагружении при адекватной величине нагрузки

$$K_d^L = \frac{\epsilon_{ст}^L}{\epsilon_{д}^L},$$

где $\epsilon_{ст}^L$ — относительное удлинение мерного участка ленты при статическом нагружении;

$\epsilon_{д}^L$ — относительное удлинение мерного участка ленты при динамическом нагружении.

Для отечественных серийных лент коэффициент динамичности составляет 1,13.

Коэффициент динамичности подсистемы «Ч — РБ» определяли как отношение количества энергии, поглощаемой (рассеянной) комплектом ремней безопасности при динамическом нагружении $E_{д}^{РБ}$, к количеству энергии, поглощенной при статическом нагружении $E_{ст}^{РБ}$ в идентичных условиях нагружения:

$$K_d^{РБ} = \frac{E_{д}^{РБ}}{E_{ст}^{РБ}},$$

для отечественных диагонально-поясных ремней безопасности $K_d^{РБ} \approx 1,57$.

Коэффициент восстановления $R_{РБ}$ оценивает степень упругости (пластичности) контактируемых при ударе тела человека и ремня и представляет собой для подсистемы «Ч — РБ» отношение

$$R_{РБ} = \frac{v_{ч-а}^{III}}{v_a}.$$

Величина коэффициента восстановления определяет характеристики фазы упругого отскока человека и в целях повышения эффективности функционирования подсистемы «А — Ч — РБ» должна по возможности быть минимальной.

Для нахождения $v_{ч-а}^{III}$ по кинограмме определяли зависимость $S_{РБ} = f(t)$ и путем дифференцирования с использованием ЭВМ «Днепр-1» строили график $v_{ч-а} = f(t)$. За величину $v_{ч-а}^{III}$ брали значение скорости в момент выхода манекена из контакта с ремнями безопасности.

Анализ полученных результатов показывает, что значение $R_{РБ}$ колеблется в пределах 0,39—0,72 (среднее значение 0,58), т. е. растяжение ремней при столкновении автомобиля носит в основном упругий характер. Скорость манекена в момент выхода из контакта с ремнями безопасности в среднем составляет 8,17 м/с.

Относительное удлинение отечественных серийных лент лежит в пределах 24—25%, однако при тщательном технологическом контроле поставленная для изготовления ремней лента имеет $\epsilon_{10 ст}^L \leq 22\%$. С учетом технологического разброса показателей при изготовлении ленты и результатов проведенных исследований по схемам Д — 1аРБ, Д — 3РБ, С — 1РБ и С — 3РБ было рекомендовано для диагонально-поясных ремней безопасности применять ленты с относительным удлинением $\epsilon_{10 ст}^L = 18 \pm 2\%$, а для диагонально-поясных с аварийно-защитными устройствами $\epsilon_{10 ст}^L =$

$=14\pm 2\%$. Более жесткие требования к удлинению ремней с аварийно-запирающимися устройствами связаны с большей длиной лямок и с тем, что рыхло намотанная лента на катушке втягивающего устройства под нагрузкой начинает вытягиваться и вызывает дополнительное перемещение манекена.

Экспериментальные силовые характеристики ремней безопасности при статическом (схема С—1РБ) и динамическом (схема Д—1аРБ) нагружении приведена на рис. 5. Анализ силовых характеристик комплекта ремней и ленты показывает их существенное различие, вызванное в основном специфическими особенностями движения манекена в условиях динамических испытаний.

При статическом нагружении ремней до критического состояния (близкого к разрушению) серийный ремень может поглотить 2,4—2,6 кН·м (при максимальном усилии, действующем на манекен 32—35 кН·м), что составляет примерно треть часть первоначальной энергии манекена.

Анализ результатов проведенных испытаний на тележке показал, что комплект ремней безопасности при динамическом нагружении может поглотить 2,6—4,9 кН·м, т. е. более половины энергии манекена. При имитации дорожно-транспортных происшествий с использованием автомобиля поглощаемая ремнем энергия будет меньше в результате уменьшения коэффициента связи и увеличения доли энергии манекена, поглощаемой при деформации автомобиля.

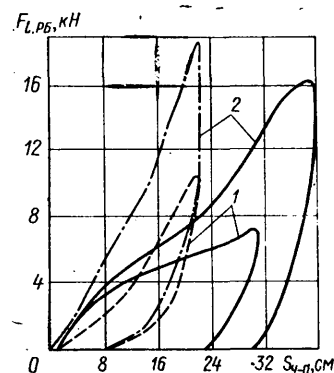
Силовая характеристика комплекта ремня с точки зрения поглощения энергии должна быть оптимизирована в соответствии с ударно-прочностными свойствами автомобиля. Улучшение силовой характеристики комплекта ремня безопасности может быть достигнуто как улучшением характеристики растяжения ленты ремня (например, применением специальных полиамидных и полиэфиновых нитей, конструкцией ленты и т. д.), так и изменением конструкции самого ремня — введением в его конструкцию аварийно-запирающихся втягивающих устройств ограничителей усилия, энергопоглощающих устройств, устройств предварительного натяжения ремня в момент столкновения и т. д. Для улучшения характеристики комплекта ремня также желательно, чтобы поясная лямка была жестче диагональной с учетом ограничения допустимого перемещения таза.

В результате проведенных комплексных исследований были рекомендованы показатели для разработки новых ремней безопасности с улучшенными энергопоглощающими свойствами (показатели приведены ниже).

Разрывная нагрузка ленты в кН (не менее)	22,0
Ширина ремня под нагрузкой 10 кН в мм (не менее)	46
Максимально допустимая задержка срабатывания:	
по времени в с (не более)	0,02
по перемещению в мм (не более)	50
Эффективный путь остановки человека в м	0,1—0,3
Коэффициент энергопоглощения K_d (не менее)	0,8

Рис. 5. Силовые характеристики комплекта ремня безопасности при статическом (штриховые линии) и динамическом (сплошные линии) нагружении РБ-5А. Нагружение по схеме С—1РБ, $\epsilon_{10}^{\text{ст}} = 25,5\%$; по схеме Д—1аРБ $\epsilon_{10}^{\text{ст}} = 24\%$, $v_a = 49$ 3 км/ч.

1 — поясная лямка; 2 — диагональная лямка



Максимальное усилие удержания человека $F_{\text{ч}} - \text{РБ}$ в кН

(не более)	15
Для автомобилей особо малого класса	20
Энергопоглощаемость $E_d^{\text{РБ}}$ в кН·м (не менее)	3,5
Для автомобилей особо малого класса	4,8

С использованием рассмотренных методов разработаны и внедрены рекомендации по доводке отечественных ремней безопасности и мест их крепления для основных моделей легковых автомобилей до уровня международных требований.

В результате отечественные ремни безопасности и места крепления ремней в автомобилях «Жигули», «Москвич» и «Запорожец» прошли омологационные испытания на знак «Е» по Правилам ЕЭК ООН № 14 и 16 в Чехословакии и во Франции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рябчинский А. И., Мельников О. В. Современные системы защиты водителей и пассажиров грузовых автомобилей и автобусов при дорожно-транспортных происшествиях и методы их испытаний М.: НИИНавтопром, 1976.
2. Рябчинский А. И. Методология системного подхода в исследованиях вопросов обеспечения пассивной безопасности. — Автомобильная промышленность, 1977, № 5, с. 14—15.
3. Рябчинский А. И., Фотин Р. К. Оценка пассивной безопасности легковых автомобилей при имитации дорожно-транспортных происшествий. М.: НИИНавтопром, 1973.
4. Рябчинский А. И., Фролов В. В. Ударно-прочностные качества кабины и пассивная безопасность грузовых автомобилей. М.: НИИНавтопром, 1974.
5. Рябчинский А. И., Будник В. Л., Кузина Н. В. Расчетно-экспериментальный метод определения показателей, характеризующих ударно-прочностные свойства автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1978, № 11, с. 20—23.

УДК 629.114.4.628.84

Кондиционер для охлаждения воздуха в кабине автомобиля-самосвала БелАЗ-548А

Канд. техн. наук В. Д. КОТЕНКО, канд. техн. наук В. Н. ОСИПОВ, А. А. ЧЕРНЕЦОВ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ комфортабельности в кабине автомобиля-самосвала БелАЗ-548А при эксплуатации в южных районах позволяет повысить производительность труда. Высокая температура наружного воздуха и расположение кабины над двигателем способствуют тому, что температура воздуха в кабине поднимается значительно выше окружающей.

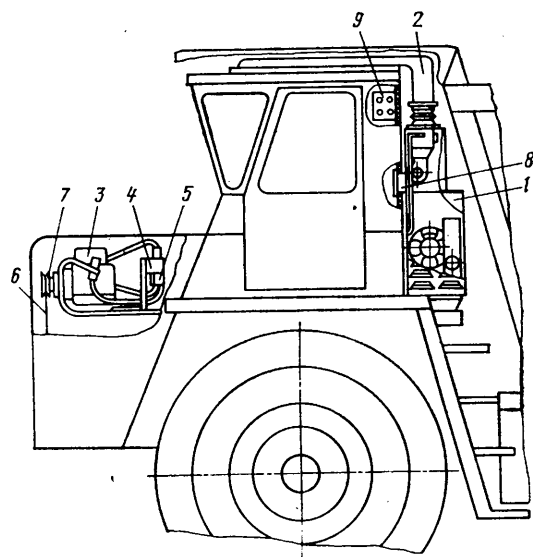
Создан кондиционер, конструкция которого специально разработана для охлаждения воздуха в кабине автомобиля-самосвала БелАЗ-548А. Техническая характеристика кондиционера следующая.

Холодопроизводительность ($t_0 = 5^\circ\text{C}$, $t_k = 60^\circ\text{C}$) в Вт	2000
Потребляемая от генератора мощность в Вт	400
Напряжение в В	28
Производительность по воздуху в м ³ /ч	400
Теплопередающая поверхность в м ² :	
конденсатора	9,8
воздухоохладителя	5,1
Холодильный агент	Хладон-12
Масса (общая) в кг	125
Габаритные размеры в мм:	
длина	470
ширина	560
высота	300

На рис. 1 показано размещение кондиционера на автомобиле-самосвале. Кондиционер 1 расположен за кабиной и соединен с ней при помощи воздухопровода 2 через гибкую вставку. В кондиционере предусмотрены два отсека: конденсаторный, в котором расположены конденсатор с электровентилятором, ресивер, фильтр-осушитель, и воздухоохладительный, в котором расположены воздухоохладитель, электровентилятор, терморегулирующий вентиль. Компрессор 3 (тип ФВ2А) с датчиком реле давления 4 и реле контроля смазки 5 размещен на передней правой площадке моторного отсека под капотом. С кондиционером он соединен при помощи трубопроводов. Привод компрессора осуществлен от шкива вентилятора 6 радиатора через клиноременную передачу и электромагнитную муфту 7, установленную на валу компрессора. Защита компрессора от перегрузок осуществляется датчиком реле давления 4 и реле контроля смазки 5.

В кондиционере применена схема обычной одноступенчатой пароконденсационной холодильной машины.

При работе кондиционера воздух из кабины автомобиля-самосвала забирается электровентилятором через заборный воздухопровод 8, продувается через воздухоохладитель, где охлаждается (а также частично осушается) и подается в ка-



бину автомобиля-самосвала через воздуховод 2. В крыше кабины в месте выхода воздуха установлен распределитель, с помощью которого можно направлять воздух на переднее стекло, на боковые стекла и в сторону водителя. Такая конструкция распределителя позволяет индивидуально регулировать распределения воздушных потоков.

В кондиционере предусмотрена также возможность подавать в кабину некоторое количество наружного воздуха. С этой целью в воздухоохладительном отсеке предусмотрен люк, снабженный воздушным фильтром.

Конденсат, образующийся на поверхности воздухоохладителя при охлаждении воздуха, отводится из отсека через дренажную трубку.

Управление кондиционером осуществляется с пульта 9, установленного на правой стенке кабины. Кондиционер может работать как в ручном, так и в автоматическом режиме. Автоматическая работа обеспечивается датчиком температуры, который установлен на задней стенке кабины. Датчик температуры может быть настроен на любую температуру в диапазоне 10—30°C. При повышении температуры воздуха в кабине выше заданной датчик температуры включает электромагнитную муфту 7 привода компрессора 3 и электровентилятора конденсатора и воздухоохладителя — кондиционер

Рис. 1. Размещение кондиционера на автомобиле-самосвале БелАЗ-548А

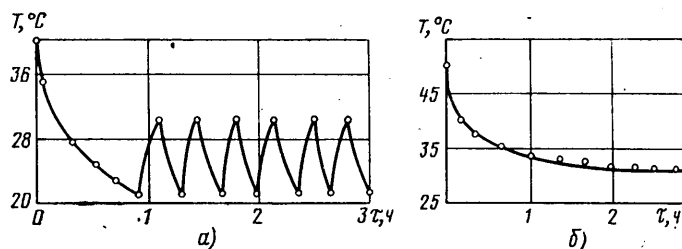


Рис. 2. Изменение температуры в кабине автомобиля-самосвала при работе кондиционера в автоматическом и ручном режимах (τ — время работы кондиционера)

нер работает; при понижении температуры — отключает и кондиционер не работает.

Опытный образец кондиционера испытан при повышенных температурах воздуха 40—50°C в тепловой камере, в которой имитировались эксплуатационные режимы работы автомобиля-самосвала. На рис. 2, а приведен график изменения температуры T воздуха в кабине автомобиля-самосвала при работе кондиционера в автоматическом режиме, на рис. 2, б — при работе в ручном режиме. Испытания показали, что переходные процессы, связанные с изменением частоты вращения коленчатого вала двигателя, не оказывают существенного влияния на работоспособность кондиционера.

Одновременно с описанным выше кондиционером проводилась опытная эксплуатация несколько модернизированного варианта, в котором привод компрессора осуществлялся от электродвигателя постоянного тока мощностью 2,25 кВт. Питание этот электродвигатель получал от генератора автомобиля-самосвала. Опытная эксплуатация показала, что питание электродвигателя привода компрессора от генератора обеспечивается не во всем диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя, что приводит к повышенной разрядке аккумуляторных батарей и преждевременному выходу из строя генератора. Работоспособность кондиционера с приводом компрессора от шкива вентилятора радиатора сохраняется как на режиме холостого хода, так и при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. В этом случае в кабине автомобиля-самосвала создаются нормальные условия труда.

УДК 629.113.004

Влияние чувствительности автомобиля к повороту руля на управляемость и устойчивость движения

Канд. техн. наук М. А. НОСЕНКОВ, канд. техн. наук М. М. БАХМУТСКИЙ, В. М. ТОРНО

НАМИ

ОДНИМ из важных эксплуатационных показателей автомобиля является его чувствительность к повороту руля $\mu = \frac{\partial K}{\partial \alpha}$ (K — кривизна траектории движения автомобиля, α — угол поворота руля). Для обеспечения непрерывного контроля положения управляемых колес водитель должен поворачивать рулевое колесо, не изменяя положения рук на ободе. С точки зрения эргономики [1 и 2] рекомендуется максимальный угол поворота рулевого колеса при сохранении указанных выше условий устанавливать равным 2,1 рад. Однако эти рекомендации относятся к условиям движения автомобиля со средней эксплуатационной скоростью, поскольку при движении с низкой скоростью обратная связь от управляемых колес к водителю обязательна. Величины средних скоростей движения легковых и грузовых автомобилей по шоссе можно принять равными соответственно 22,2 м/с (80 км/ч) и 16,7 м/с (60 км/ч). Кроме того, эти рекомендации должны быть справедливы и для всего диапазона боковых ускорений устойчивого движения автомобиля.

Необходимым является сохранение устойчивого движения легковым автомобилем при боковом ускорении $w_{yc} = 5,5 \text{ м/с}^2$ и грузовым автомобилем (даже в случае высокого по-

жения центра масс груза) при $w_{yc} = 3,0 \text{ м/с}^2$. Если в этих условиях считать линейной зависимость кривизны траектории движения автомобиля от угла поворота руля α , то легко убедиться, что для соблюдения эргономических рекомендаций [2] величина μ для грузовых и легковых автомобилей не должна быть меньше $\mu = 0,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^{-1}$ во всем диапазоне изменения w_{yc} .

Было проведено экспериментальное исследование целесообразности повышения чувствительности автомобиля к повороту руля относительно величины, определяемой эргономическими рекомендациями.

Выражение для чувствительности автомобиля к повороту руля имеет следующий вид:

$$\mu = \mu_{кин} \frac{1}{1 + \frac{\partial \Delta \delta}{\partial w_{yc}} \frac{c^2}{L}},$$

где $\mu_{кин} = 1/iL$ — кинематическая чувствительность автомобиля к повороту руля;

i — передаточное число рулевого управления;

L — колесная база;

v — скорость автомобиля;
 $\Delta\delta = \delta_1, \delta_2$ — разность углов увода передней и задней осей;
 ω_{yc} — боковое ускорение.

Поскольку величина $\frac{\partial \Delta\delta}{\partial \omega_{yc}} \frac{v^2}{L}$ кроме чувствительности

определяет также характеристики устойчивости автомобиля и, в частности, его амплитудно-частотные характеристики, варьирование величинами L и $\Delta\delta$ для изменения чувствительности недопустимо в данном исследовании. Следовательно, изменять чувствительность автомобиля к повороту руля можно только варьированием передаточным числом рулевого управления.

Исследованиям подвергали легковой и грузовой автомобили с колесной формулой 4X2. На сиденья легкового автомобиля полной массой 1885 кг и с базой 2,7 м помещали балласт в виде мешков с песком. В кузов грузового автомобиля полной массой 10 600 кг и с базой 4,5 м укладывали балласт в виде ящиков с песком, высота центра масс которых над платформой составляла 0,34 м. Легковой автомобиль был оснащен рулевым механизмом типа глобоидальный червяк — ролик без усилителя, а грузовой — типа винт — гайка — рейка — сектор с встроенным гидроусилителем. В рулевые управления обоих автомобилей были встроены шестеренчатые редукторы, позволяющие иметь четыре передаточных числа (см. таблицу).

При этих передаточных числах выполнены три испытания. Первое, описанное в работе [3], предназначено для получения диаграммы устойчивости $\omega_{yc} = f(\Delta\delta)$ или производной от нее характеристики поворачиваемости $K = f(\alpha)$, а также характеристики реактивного свойства рулевого управления, представляющей собой график зависимости усилия P_R на рулевом колесе от бокового ускорения ω_{yc} устойчивого движения по круговой траектории. Испытание проводили при постоянной скорости движения легкового автомобиля 22,2 м/с и грузового — 16,7 м/с, с постепенным увеличением угла поворота руля от заезда к заезду.

Остальные испытания необходимы для оценки управляемости автомобиля при движении по прямолинейному участку дороги и при объезде неожиданного препятствия на этом участке дороги.

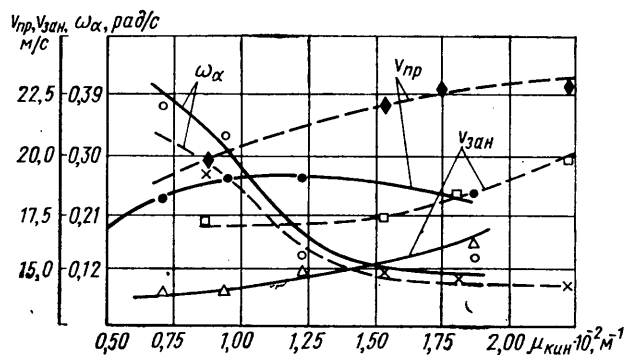
Испытания на прямолинейном участке дороги заключались в заездах по прямолинейному коридору с постоянной скоростью 22,2 м/с для легкового автомобиля и 16,7 м/с для грузового. Ширина коридора превышала ширину автомобиля на 0,5 м, длина размеченного коридора составляла 700 м. Управляемость автомобиля оценивалась по средней угловой скорости корректирующих поворотов руля ω_α .

Объезд неожиданного препятствия моделируется испытанием типа «переставка», которое заключается в смене занимаемой автомобилем полосы движения шириной 3,5 м, на определенной длине пути, равной в данном случае 24 м. Движение автомобиля осуществляется на включенной высшей передаче коробки передач, причем при движении по первоначальной полосе поддерживается постоянная скорость, а при смене полосы движения педаль акселератора освобождается. Это соответствует естественной реакции водителя на появление неожиданного препятствия. От заезда к заезду скорость постепенно повышается до предельной по

возможности удерживания автомобиля в пределах размеченной полосы. Предельная скорость $v_{пр}$ является одним из показателей управляемости автомобиля в испытании типа «переставка». Другими показателями являются «скорость начала заноса» $v_{зан}$ и «скорость опрокидывания» $v_{опр}$. Поскольку в данных испытаниях отрыв колеса от дороги не наблюдался, исследование «скорости опрокидывания» $v_{опр}$ не проводилось. Скорость начала заноса оценивает первый уровень снижения надежности управления автомобилем, который требует дополнительной коррекции курсового угла автомобиля. Чем меньше данная скорость, тем ниже надежность управления, причем это справедливо и для движения автомобиля по прямолинейному участку, поскольку запас скорости устойчивого движения в этом случае уменьшается. Надежность управления автомобилем при испытаниях типа «переставка» характеризуется предельной скоростью движения автомобиля, а также наличием заноса, сноса, отрыва колес одного борта автомобиля от дороги, а также резкого восстановления чувствительности автомобиля после его сноса или заноса.

В таблице приведены результаты испытаний. Из приведенных данных следует, что грузовой автомобиль обладает избыточной поворачиваемостью, а легковой — недостаточной. Передаточное число рулевого управления i , кинематическая $\mu_{кин}$ и действительная μ чувствительности к повороту руля, а также величина усилия на руле P_R линейно связаны между собой: уменьшение передаточного числа ведет к росту остальных показателей. При этом реактивное свойство рулевого управления, определяемое усилием P_R или производной $dP_R/d\omega_{yc}$, также увеличивается до предельных возможностей гидроусилителя рулевого привода.

На рисунке показаны зависимости показателей управляемости при прямолинейном движении ω_α и объезде неожиданного препятствия на дороге $v_{зан}$ и $v_{пр}$ от кинематической чувствительности автомобилей к повороту руля, которая линейно связана с фактической чувствительностью. С ростом чувствительности к повороту руля улучшаются все показатели управляемости автомобиля, что соответствует выводам работы [4]. Исключение составляет лишь показатель $v_{пр}$ у грузового автомобиля (сплошные линии), зависимость которого от чувствительности к повороту руля имеет максимум. Однако, как видно из графика падение $v_{пр}$



Передаточное число i рулевого управления	Кинематическая чувствительность к повороту руля $\mu_{кин}$ в м ⁻¹	Чувствительность к повороту руля $\mu \cdot 10^{-2}$ в м ⁻¹ при		Реактивное свойство рулевого управления $\frac{\partial P_R}{\partial \omega_{yc}}$ в Н·с ² /м при		Усилие P на руле в Н при $\omega_{yc} = 4$ м/с ²	Показатели оценки управляемости при испытаниях		Причина выхода из полосы движения на переставке
		$\omega_{yc} = 1$ м/с ²	$\omega_{yc} = 4$ м/с ²	$\omega_{yc} = 1$ м/с ²	$\omega_{yc} = 4$ м/с ²		«прямая*»	«переставка**»	
Легковой автомобиль									
16,6	2,23	0,90	0,60	33	9	80	0,10	20,0/24,0	Снос из-за повышенного усилия на рулевом колесе Занос Занос Снос из-за низкой чувствительности
20,0	1,80	0,75	0,50	28	7	67	0,12	18,5/23,0	
24,2	1,53	0,62	0,41	23	6	55	0,13	17,5/22,0	
42,5	0,87	0,35	0,24	13	4	31	0,27	17,5/20,0	
Грузовой автомобиль									
11,8	1,87	1,93	2,82	16	0	60	0,16	16,0/18,5	Снос из-за повышенного усилия на рулевом колесе Занос Занос Снос из-за низкой чувствительности
18,0	1,23	1,26	1,84	10	0	40	0,16	15,5/19,1	
27,7	0,94	0,96	1,40	8	0	30	0,34	14,1/19,0	
31,3	0,71	0,73	1,06	6	0	23	0,37	14,1/18,3	

* Величина ω_α в рад/с.

** В числителе $v_{зан}$, в знаменателе $v_{пр}$ в м/с.

справа от максимума определяется не чрезмерно высокой чувствительностью к повороту руля, что должно было бы вызвать повышенные курсовые и траекторные колебания автомобиля, а повышенным усилием P_p на рулевом колесе, что не позволяет водителю поворачивать рулевое колесо с необходимой быстротой. Этим же определяется уменьшение роста показателя $v_{пр}$ у легкового автомобиля (штриховые линии в правой части графика). Анализ данных таблицы показал, что затруднение в управлении автомобилями появляется при повышении усилия на рулевом колесе до величин, соответствующих 60—80 Н при $\omega_{yc} = 4$ м/с². Несмотря на повышение P_p , показатель $v_{зап}$ прогрессивно возрастает с увеличением чувствительности к повороту руля. Это приводит также к снижению показателя ω_a , т. е. к улучшению управляемости при прямолинейном движении.

Несмотря на значительное повышение чувствительности исследуемых автомобилей к повороту руля, предельная ее величина, превышение которой приводит к существенным колебаниям автомобиля, т. е. к ухудшению управляемости, не обнаружена. Предельная величина чувствительности практически ограничена ростом усилия на рулевом колесе, а также запасом поперечной устойчивости автомобиля, поскольку возможности по изменению направления движения автомобилей, склонных к опрокидыванию, должны быть ограничены.

Минимально допустимая величина кинематической чувствительности $\mu_{кин}$ по показателю ω_a управляемости при прямолинейном движении автомобиля равна $1,25 \cdot 10^{-2}$ м⁻¹. По показателю $v_{пр}$ для легкового автомобиля $\mu_{кин} = 1,5 \times 10^{-2}$ мм⁻¹, а для грузового $\mu_{кин} = 1,0 \times 10^{-2}$ м⁻¹. Следовательно, в первом приближении можно считать, что для легковых автомобилей нежелательно иметь кинематическую чувствительность ниже $1,25 \cdot 10^{-2}$ м⁻¹, а для грузовых — ниже $1,00 \cdot 10^{-2}$ м⁻¹. Повышение кинематической чувствительности по крайней мере $2,00 \cdot 10^{-2}$ м⁻¹ является безусловно целесообразным, если усилие на рулевом колесе не затрудняет управление в любых условиях эксплуатации и автомобиль не имеет повышенной склонности к опрокидыванию.

Учитывая величины минимально допустимой кинематической чувствительности автомобилей к повороту руля и ре-

комендации эргономики [2], можно определить рациональную величину недостаточной поворачиваемости автомобиля, превышение которой нецелесообразно. Измерим ее отношением $\Delta\delta/L$ при $\omega_{yc} = 5,5$ м/с² для легковых автомобилей и при $\omega_{yc} = 3$ м/с² — для грузовых. На необходимость ограничения отношения $\Delta\delta/L$ указывал Я. М. Певзнер в работе [5].

При условии линейности стационарных характеристик автомобиля $\Delta\delta = \alpha(\mu_{кин} - \mu)$. Следовательно, рациональная величина $\Delta\delta/L$ равна:

для легкового автомобиля

$$\left(\frac{\Delta\delta}{L}\right)_p = 2,1 (1,25 - 0,50) \cdot 10^{-2} = 1,57 \cdot 10^{-2} \text{ рад/м,}$$

для грузового автомобиля

$$\left(\frac{\Delta\delta}{L}\right)_p = 2,1 (1,00 - 0,50) \cdot 10^{-2} = 1,05 \cdot 10^{-2} \text{ рад/м.}$$

Вместе с тем, для обеспечения автомобиля положительного запаса устойчивости необходимо $\frac{\partial \Delta\delta}{\partial \omega_{yc}} > 0$, что обеспечивается при $\mu_{кин} > \mu$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Автомобили. Управляемость и устойчивость. Термины и определения.* ОСТ 37.001.051—73.
2. *Вудсон У., Коновер Д.* Справочник по инженерной психологии для инженеров и художников-конструкторов. Пер. с англ. М.: Мир, 1968.
3. *К вопросу о нормировании реакций автомобиля на поворот руля/* М. А. Носенков, М. М. Бахмутский, Л. Л. Гинцбург и др. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.
4. *О взаимной сопряженности управляемости легкового автомобиля и некоторых его объективных характеристик/* Л. Л. Гинцбург, О. Д. Златовратский, С. А. Липгарт и др. — Автомобильная промышленность, 1973, № 8.
5. *Певзнер Я. М.* Проблемы устойчивости и управляемости автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1951, № 1.

УДК 621.314.6.025.1:621.355.001.24

Стабилизированный зарядный выпрямитель

Б. А. ЗАХАРОВ

Учебно-консультационный пункт Тюменского индустриального института

В НАСТОЯЩЕЕ время большое внимание уделяется исследованию зарядки аккумуляторов асимметричным током. Основными преимуществами этого способа являются: сокращение длительности процесса зарядки, значительное увеличение зарядной емкости при низких температурах, частичная десульфатация пластин [1—3].

Разработано много устройств, реализующих зарядку аккумуляторов асимметричным током и проведена их классификация [1]. В условиях северных районов наиболее приемлемы зарядные выпрямители, обеспечивающие полную десульфатацию пластин и отвечающие требованиям эксплуатации. Анализ различных схем выпрямителей показал, что они содержат от двух [4] до шести [5] управляемых вентилях со схемами управления к ним. Это усложняет их устройство и снижает эксплуатационную надежность.

В лаборатории электротехники и автоматики Учебно-консультационного пункта Тюменского индустриального института разработан и испытан выпрямитель (рис. 1), отвечающий поставленным требованиям. Выпрямитель питается от однофазной промышленной сети через трансформатор Tr_1 . Цепь заряда аккумуляторных батарей Б подсоединена к вторичной обмотке трансформатора через диодный мост $D_8—D_{12}$, в диагональ которого включен тиристор D_{20} .

Схема управления тиристором построена по вертикальному принципу и поясняется временными диаграммами, приведенными на рис. 2. Блок формирования управляющих импульсов состоит из генератора на транзисторах T_1, T_2 и ждущего блокинг-генератора на транзисторе T_3 и импульсным трансформаторе Tr_2 . Выпрямленное напряжение с выхода моста $D_1—$

D_4 через диод D_{13} и резистор подается на блок формирования управляющих импульсов. Это напряжение сглаживается конденсатором C_3 и стабилизируется стабилитронами D_{17}, D_{18} на уровне 22 В. Диод D_{13} разделяет цепи двухполупериодного выпрямленного и постоянного напряжений. Одновременно с выпрямителя $D_1—D_4$ через делитель напряжения R_1, R_2 на базу транзистора T_1 поступают синхронизирующие

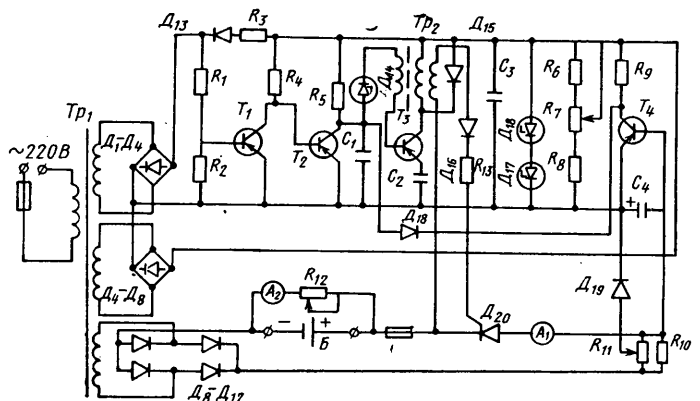


Рис. 1. Принципиальная схема выпрямителя

импульсы отрицательной полярности с частотой 100 Гц (U_1), открывающие его на время действия каждого импульса. При этом потенциал базы транзистора Т2 относительно его эмиттера близко к нулю, и транзистор будет заперт; поэтому на коллекторе транзистора Т2 (на его базе) формируются импульсы пилообразной формы (конденсатор С1 заряжается через сопротивление R5 и разряжается через транзистор Т2 в момент действия отрицательных импульсов U_2 , которые появляются при значении синхронизирующих импульсов, близком к нулю). Эюры пилообразного напряжения U_3 при двух значениях управляющего напряжения (U_y) приведены на рис. 2. Управляющее напряжение подзаряжает емкость С1 через диод Д18, а величина его определяется равенством

$$U_y = U_a - U_{o.c.},$$

где U_a — эталонное напряжение, снимаемое с потенциометра R7;

$U_{o.c.}$ — напряжение обратной связи по току заряда, снимаемое с коллектора транзистора Т4.

На базу транзистора Т4 подается сигнал обратной связи с шунтирующего сопротивления R10 через потенциометр R11 и диод Д19. При достижении напряжением обратной связи уровня пробоя стабилитрона Д14 ($U_{ст} = 8$ В) транзистор Т3 открывается, и благодаря блокинг-процессу с выходной обмотки трансформатора Tr2 через диод Д16 и ограничительный резистор R13 подается на тиристор Д20 короткий положительный импульс, включающий этот тиристор (U_4 на рис. 2). При генерации импульса конденсатор С2 заряжается до определенного напряжения, которое способствует запираанию транзистора Т3 и улучшает устойчивость блокинг-генератора против помех.

При увеличении (уменьшении) напряжения питающей сети в течение части полупериода зарядный ток батареи возрастает, что приводит к увеличению (уменьшению) напряжения обратной связи ($U_{o.c.}$), а следовательно, к уменьшению (увеличению) управляющего напряжения (U_y) и к более позднему включению тиристора Д20 (U_6 на рис. 2).

При неизменном напряжении сети по мере зарядки батареи напряжение на ней увеличивается, что приводит к кратковременному уменьшению зарядного тока и благодаря действию обратной связи к восстановлению заданного зарядного тока. Таким образом, зарядный ток будет стабилизироваться на заданном уровне в обоих случаях. Быстродействие регулирования не превышает 0,01 с. Величина зарядного тока I_3 регулируется потенциометром R7 и контролируется амперметром А1.

В данной схеме на зажимы аккумуляторной батареи включен разрядный реостат R12, поэтому в момент, когда ЭДС батареи превышает мгновенное значение выпрямленного напряжения, через реостат R12 протекает ток разрядки батареи, величина которого устанавливается по амперметру А2

$$I_p = \frac{I_3}{10}.$$

Таким образом, по батарее протекает асимметричный двухполярный импульсный ток (рис. 2). Длительность микроцикла заряд — разряд составляет 0,02 с.

Добавление в электролит веществ для растворения крупнозернистого сульфата дает нежелательные побочные эффекты. Известен способ восстановления полной работоспособности засульфатированных аккумуляторов с помощью зарядки асимметричным током, причем соотношение сил прямого и обратного токов 10:1, а отношение времени протекания импульсов тока в прямом и обратном направлениях составляет 1:2 [6]. Разработанный выпрямитель позволяет установить оптимальное соотношение длительности зарядного и разрядного импульсов тока $T_3/T_p = 1/2$ при соотношении амплитуд $T_3/T_p = 10/1$.

Как показали испытания, полностью засульфатированные батареи типа 6-СТ-132 восстанавливались за 28—30 ч и отдавали гарантированную емкость при разряде. При известном способе десульфатации — заряде в дистиллированной воде — частичное восстановление наступало через 3 сут. При эксплуатационной зарядке нормальных батарей время уменьшалось в 1,5—1,7 раза по сравнению с временем зарядки от выпрямителя ВСА-5, причем температура электролита не превышала 30°C.

Режим зарядки аккумуляторных батарей зависит от угла α_T открытия тиристора. Тиристор проводит ток в интервале углов (рис. 2)

$$\alpha_T \leq \omega t \leq \pi - 2\theta,$$

где $\omega t = 0$ — угол проводимости выпрямителя.

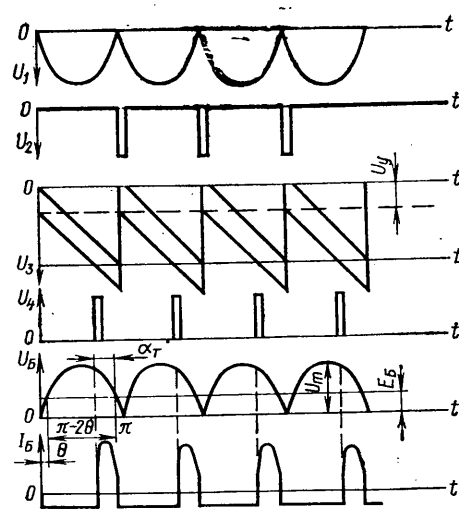


Рис. 2. Эюры напряжений и токов выпрямителя

Величина угла θ определяется моментом достижения напряжением источника ЭДС батарей

$$U_m \sin \theta = E_6,$$

следовательно,

$$\theta = \arcsin \frac{E_6}{U_m},$$

где U_m — амплитуда питающего напряжения.

Величина зарядного тока определяется средним значением тока через тиристор по выражению

$$I_3 = \frac{U_m - E_6}{2R} (1 + \cos \alpha_T),$$

где R — суммарное сопротивление тиристора и аккумулятора.

Схема выпрямителя рассчитана на заряд от одной до четырех последовательно включенных батарей с напряжением 12 В любой емкости. Диапазон плавного регулирования зарядного тока от нуля до 15 А, а разрядного от нуля до 1,5 А. При изменении питающего напряжения на $\pm 15\%$ погрешность стабилизации зарядного тока не превышает 2%.

В схеме применены трансформатор ТР-1 — сварочный бытовой типа ДТ-101В4, мощностью 1,2 кВт, резисторы ОМЛТ-2, потенциометры СП2-2-1. Реостат R12 установлен на корпусе выпрямителя и представляет собой переменный проволочный резистор типа ПП, на котором установлен ограничитель минимального сопротивления для предотвращения короткого замыкания заряжаемой батареи аккумуляторов. Диоды Д8—Д12 и тиристор Д20 установлены на радиаторах с эффективной поверхностью охлаждения 400 см². Диоды ВК2-10 можно заменить на диоды типов В 10, ВЛ 10, Д 305, а тиристор Т6-10 на тиристор Т10-4. Конденсаторы С1, С2 — типа МБМ, а С3, С4 — типа ЭТО-2.

Применение разработанного выпрямителя позволяет осуществлять ускоренную зарядку аккумуляторных батарей, увеличить срок службы, сократить их резервный парк.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Земан С. К., Кобзев А. В. Основы построения высокоэффективных систем заряда аккумуляторных батарей асимметричным током. / Науч. труды Томского института автоматизированных систем управления и радиоэлектроники, т. 19, Томск, ТГУ, 1976.
2. Зарохович А. Е., Бельский В. П., Энгель Ф. И. Устройство для заряда и разряда аккумуляторных батарей. М., Энергия, 1975.
3. Яковлев А. И. Современное состояние и перспективы развития электромобилей, М., НИИНАвтопром, 1976.
4. Здрок А. Т. Тиристорные выпрямители для зарядки аккумуляторных батарей асимметричным током. — Электротехника, 1975, № 7.
5. Мазнев А. С. Выбор параметров однофазных тиристорных преобразователей асимметричного тока. — Электричество, 1976, № 12.
6. Электрические процессы в технике. — Физика в школе, 1975, № 6.

Экспериментальное исследование аварийных режимов генераторов

А. А. ПЧЕЛИНЦЕВ, канд. техн. наук А. П. ФЕЛЬЗИНГ

Куйбышевский ордена Ленина завод автотракторного электрооборудования им. А. М. Тарасова

В ПРОЦЕССЕ эксплуатации автомобильных генераторов, как известно, возможны межвитковые замыкания в катушках обмотки якоря, замыкания между собой катушек двух фаз, замыкание отдельных катушек на «массу», пробой или обрыв отдельных диодов выпрямительного блока и др., приводящие к возникновению аварийных режимов. Важно, чтобы при возникновении таких режимов генератор сохранял определенную способность к функционированию в системе электроснабжения

С целью дальнейшего повышения надежности, эффективности и качества автомобильного электрооборудования были проанализированы наиболее частые аварийные режимы автомобильного генератора (рис. 1). Фазы якорной обмотки генератора состоят из двух половин — полуфаз и соединены по схеме «двойная звезда». Начало фаз подключено к выпрямительному блоку, собранному по двухтактной мостовой схеме выпрямителя и состоящему из двенадцати диодов типа ВА-20. Блок со-

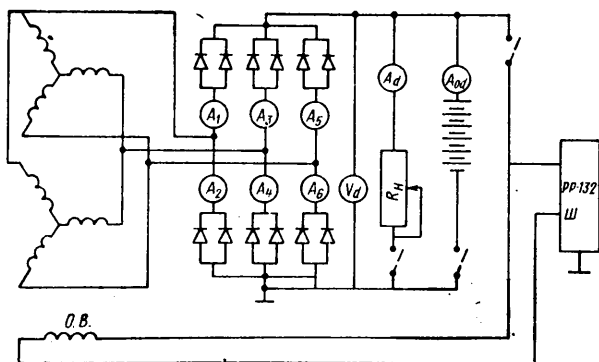


Рис. 1. Электрическая схема автомобильных генераторов Г-287 и Г-288

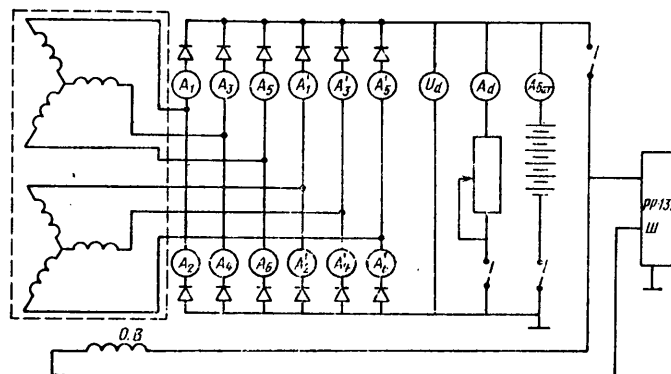


Рис. 3. Рекомендуемая схема генератора

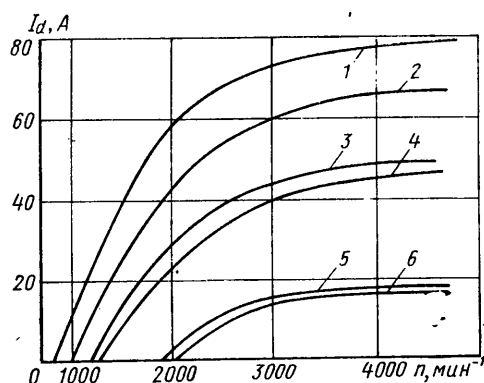
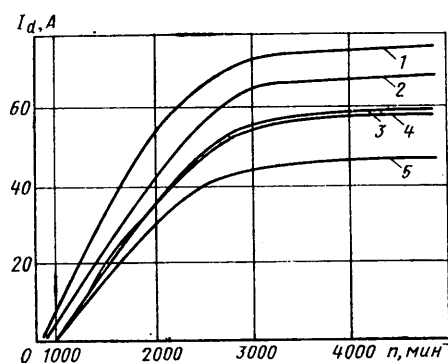


Рис. 2. Характеристики работы генератора по серийной схеме на различных режимах испытаний:
1 — полновентильный режим; 2 — обрыв диода; 3 — межвитковое замыкание; 4 — замыкание двух фаз; 5 — пробой диода; 6 — замыкание фаз на «минус»

Рис. 4. Характеристика работы генератора по новой схеме (обозначения те же, что на рис. 2)



автомобиля и продолжал бы вырабатывать электрическую энергию. Все это относится прежде всего к автомобилям, эксплуатирующимся на дальние расстояния и в условиях Крайнего Севера.

стоит из шести плеч, в каждой из которых два диода плюсовой (анодной) группы и два диода минусовой (катодной) группы соединены между собой параллельно. По данной схеме серийно выпускают автомобильные генераторы типа Г-287 и Г-288.

Таблица 1

Режим испытаний	n в мин	Id в А	Токи в вентильях в А						Токи в фазах в А			Отдаваемая мощность в %
			I1	I3	I5	I2	I4	I6	Iφ1	Iφ2	Iφ3	
Полновентильный режим	3000	70,0	23,6	22,8	23,6	23,7	22,8	23,5	51,0	51,0	50,5	100
	5000	72,0	24,0	23,4	24,6	24,0	23,8	24,2	52,0	52,0	51,5	
Обрыв диода	3000	57,0	0	30,5	26,5	27,5	11,7	17,8	10,0	46,0	42,0	82
	5000	60,0	0	32,0	28,0	29,6	12,2	18,2	11,5	48,0	46,0	
Пробой диода	3000	12,0	42,0	6,0	6,0	42,0	35,0	34,0	49,0	40,0	42,0	20
	5000	15,0	46,0	8,0	7,0	46,0	37,0	39,0	51,0	44,0	44,0	
Обрыв фазы	3000	42,0	0	21,0	21,0	0	21,0	21,0	0	46,0	46,0	63
	5000	47,0	0	23,8	23,0	0	23,8	23,2	0	51,0	51,0	
Замыкание фазы на «массу»	3000	12,0	6,0	6,0	0	39,5	32,5	0	52,0	46,5	40,5	20
	5000	15,0	8,0	7,0	0	41,6	37,5	0	56,0	49,5	47,5	
Замыкание двух фаз	3000	37,5	10,9	19,0	6,0	10,9	18,0	18,6	20,0	24,5	43,0	56
	5000	41,5	11,0	21,5	10,0	10,7	21,0	20,8	24,0	26,0	49,0	
Межвитковое замыкание в фазе	3000	42,0	3,0	20,5	19,0	18,8	19,0	4,0	65,0	44,0	45,0	63
	5000	47,0	3,2	22,2	21,7	21,0	20,8	5,2	67,0	47,0	48,0	

При исследовании аварийных режимов имитировали пробой диодов путем короткого замыкания диода проводником, а обрыв диода — отпайкой одного вывода от плюсовой или минусовой шины выпрямительного блока. Проводили полное замыкание фазы на «массу», т. е. от вывода фазы, хотя в условиях эксплуатации происходит чаще всего замыкание не всей фазы, а лишь нескольких катушек. При имитации межвиткового замыкания выбирали также наиболее тяжелый случай — короткое замыкание фазы между выводом ее и нулем обмотки статора.

Анализ результатов исследований (табл. 1 и рис. 2) показал, что в случае пробоя вентилей или замыкания фазы на «массу» отдаваемая мощ-

Режим испытаний	n в мин ⁻¹	I_d в А	Токи в вентях в А												Токи в фазах в А						Отдаваемая мощность в %
			I_1	I_3	I_5	I_7	I_9	I_{11}	I_{13}	I_{15}	I_{17}	I_{19}	I_{21}	I_{23}	I_{ϕ_1}	I_{ϕ_2}	I_{ϕ_3}	I_{ϕ_1}'	I_{ϕ_2}'	I_{ϕ_3}'	
Полновентильный режим	3000	70,5	11,7	11,8	11,7	11,7	11,8	11,6	11,8	11,7	11,7	11,8	11,7	11,6	26,5	26,5	26,5	26,3	26,0	26,0	100
	5000	73,0	12,2	12,3	12,3	11,8	12,3	12,3	12,2	11,9	12,0	12,2	12,0	11,8	27,5	27,5	27,5	26,0	27,0	26,7	
Обрыв диода	3000	64,0	0	16,5	15,4	9,7	9,8	12,4	11,8	11,7	11,7	11,8	11,7	11,6	8,0	18,7	23,2	26,5	25,2	25,5	92
	5000	69,5	0	17,2	16,6	11,3	10,6	11,9	12,0	11,9	11,9	11,9	12,0	11,9	10,0	19,6	25,2	27,5	28,0	26,2	
Пробой диода	3000	46,0	—	18,4	17,7	—	12,5	10,9	11,8	11,7	11,7	11,8	11,7	11,6	14,0	18,8	20,4	24,5	25,7	25,1	67
	5000	50,0	—	21,2	20,1	—	13,5	11,8	12,2	11,9	12,0	12,2	12,0	11,8	15,0	20,8	22,5	26,8	27,5	26,8	
Обрыв фазы	3000	57,0	0	11,2	11,6	0	11,2	11,6	11,8	11,7	11,7	11,8	11,7	11,6	0	18,6	18,6	18,5	23,2	18,8	82
	5000	60,0	0	11,5	12,5	0	11,5	12,5	12,2	11,9	12,0	12,2	12,0	11,8	0	20,0	21,1	28,5	28,1	28,5	
Замыкание фазы на «массу»	3000	43,0	4,0	3,8	0	18,0	16,0	0	11,8	11,7	11,7	11,8	11,7	11,6	15,0	24,0	23,0	25,8	26,0	26,0	61
	5000	44,5	4,2	4,2	0	19,5	18,0	0	12,2	11,9	12,0	12,2	12,0	11,8	16,0	25,0	24,5	26,0	27,0	26,5	
Замыкание двух фаз	3000	52,0	3,7	9,5	4,9	3,9	5,3	9,2	11,1	12,5	10,0	11,2	12,4	10,1	23,0	26,0	30,0	21,7	25,5	18,6	75
	5000	56,0	4,4	10,6	5,9	3,6	6,0	10,4	11,5	12,9	10,9	11,6	12,8	10,9	24,0	27,0	31,5	26,2	28,4	22,8	
Межвитковое замыкание в фазе	3000	56,5	2,1	9,6	9,6	3,0	9,5	9,0	11,8	11,7	11,7	11,8	11,7	11,6	35,3	25,6	25,6	26,2	26,0	25,4	82
	5000	61,0	2,8	10,9	11,3	3,9	10,9	10,4	19,0	12,4	11,9	12,2	12,0	11,8	37,0	26,0	26,4	27,0	27,0	25,7	

ность генератора резко уменьшается. Генератор не может нормально функционировать в системе электрооборудования автомобиля и отказывает в работе. Данные аварийные режимы опасны для оставшихся исправными диодов выпрямительного блока. Межвитковое замыкание в фазе наряду со значительным снижением отдаваемой мощности генератора (до 40%) приводит к значительной токовой перегрузке фазы и, как следствие, повышенному перегреву генератора. Остальные аварийные режимы (обрыв диода или фазы, замыкание двух фаз), не вызывая особых перегрузок выпрямительного блока и обмотки якоря, также сопровождаются значительным снижением отдаваемой генератором мощности.

С целью повышения надежности, эффективности и качества электроснабжения автомобиля при аварийных режимах работы его генератора было предложено начало всех полупаз якорной обмотки присоединить к двенадцатиплечному двухтактному выпрямительному блоку, собранному также по мостовой схеме (рис. 3).

В каждом плече блока включено по одному диоду. Шесть диодов, образующих плюсовую группу, присоединены к одной общей шине, а диоды, образующие минусовую группу, — к другой общей шине. При исследованиях данного генератора

имитировались те же аварийные режимы и теми же способами, что и в предыдущем случае.

Анализ результатов исследования по данной схеме (табл. 2 и рис. 4) показал, что в случае пробоя диода или замыкания фазы на «массу» генератор продолжает функционировать в системе электрооборудования автомобиля и отдает примерно 60—70% мощности по сравнению с нормальным режимом. Во всех других рассмотренных аварийных режимах отдаваемая мощность в среднем на 10—20% выше, чем у ранее рассматриваемого генератора.

Таким образом, серийные автомобильные генераторы при возникновении аварийных режимов (обрыв диода или фазы, замыкание двух фаз, межвитковое замыкание) снижают отдаваемую мощность на 20—40%, а в случае пробоя диода или замыкания фазы на «массу» генераторы вообще отказывают в работе. Опытные автомобильные генераторы, у которых обмотка якоря подсоединена к двухтактному двенадцатиплечному выпрямительному блоку, в аналогичных режимах снижают отдаваемую мощность лишь на 10—20%, а в наиболее тяжелых случаях (пробой диода, замыкание фазы на «массу») генераторы продолжают отдавать 60—70% мощности, обеспечивая практически нормальное функционирование основного электрооборудования автомобиля.



УДК 629.113:62-232.022.72

Технико-экономический анализ повышения качества сборки подшипниковых узлов в редукторах

Канд. техн. наук А. В. ВОРОНИН

Московский автомеханический институт

АНАЛИЗ эксплуатации редукторов некоторых моделей автомобилей показывает, что недостаточная долговечность подшипниковых узлов является одной из причин снижения эксплуатационной надежности и преждевременного выхода из строя всего агрегата, несмотря на то, что расчетные значения долговечности подшипников согласно каталогам в несколько раз превышают нормативный пробег, предусмотренный для этого агрегата.

Проблема повышения долговечности подшипниковых узлов в редукторах и других агрегатах состоит не только в недостаточной изученности вопросов образования выходных параметров агрегатов в процессе сборки и отсутствии определенных критериев точности сборки. Наиболее существенным в этой проблеме является отсутствие методов анализа влияния конструктивных и технологических сборочных факторов, воздействующих в совокупности на работоспособность подшипниковых узлов редуктора, и их влияния на экономические показатели. Именно это не позволяет произвести технически обоснованный анализ причин, которые приводят к снижению работоспособности ре-

дуктора по подшипниковым узлам, и определить конкретные мероприятия по повышению их долговечности. Решение этих вопросов с помощью эксплуатационных испытаний обычно связано со значительными затратами. Подбор подшипников с большей долговечностью связан с увеличением их стоимости либо за счет более высокого качества, либо за счет увеличения их габаритов. Последнее приводит к увеличению массы агрегата, что снижает эксплуатационные и энергетические показатели автомобиля.

Несоответствие действительной долговечности подшипниковых узлов в редукторах расчетным значениям, полученным на основании каталожных зависимостей, объясняется следующим. Подшипниковый узел отличается от подшипника тем, что в результате сборки его колец с валом и корпусом агрегата образуются новые геометрические и физико-механические характеристики поверхности качения, существенно отличающиеся от исходных, полученных при изготовлении деталей подшипника. Вследствие недостаточного уровня технологичности конструкций и методов сборки, несогласованности точности фор-

мы сопрягаемых поверхностей (сборочный перекос), технологических погрешностей сборки [1] изменяются условия контакта тел и дорожек качения в собранном подшипниковом узле редуктора, снижается долговечность узла по сравнению с исходной долговечностью подшипника. Причем это снижение долговечности может быть значительно большим, чем предусмотрено коэффициентом запаса, принятым при выборе подшипников для данного агрегата.

Кроме того, усилие предварительного осевого сжатия подшипниковых узлов (преднатяг), создаваемое в процессе сборки и являющееся внутренней нагрузкой, не принимается во внимание и не учитывается в расчетах долговечности подшипниковых узлов.

Таким образом, известные методы расчета долговечности подшипников согласно эмпирическому выражению

$$L_{10} = (C/P)^{10/3}, \quad L_{10h} = \frac{10^6}{60n} (C/P)^{10/3}, \quad (1)$$

где L_{10h} — долговечность подшипника в ч;

n — средняя частота вращения вала (или корпуса);

C — коэффициент работоспособности;

P — условная нагрузка,

не могут быть использованы для анализа влияния конструктивных и технологических сборочных факторов на долговечность подшипниковых узлов по следующим причинам.

1. При определении условных нагрузок принимаются во внимание только внешние нагрузки, характерные для конструктивной схемы расположения опор валов в редукторе согласно условиям эксплуатационного режима работы агрегата. Усилие предварительного натяга подшипниковых узлов, создаваемое в процессе сборки, не учитывается.

2. В результате сборки подшипникового узла образуются новые геометрические и физико-механические характеристики поверхностей качения, которые существенно отличаются от исходных, полученных при изготовлении деталей подшипника.

Следовательно, невозможно проводить достоверный анализ влияния конструктивных и технологических сборочных факторов на качество сборки и работоспособность подшипниковых узлов редуктора с технико-экономической оценкой, а также прогнозировать работоспособность подшипниковых узлов в зависимости от результатов сборки.

Все это приводит к неполному использованию затрат на изготовление высококачественных деталей и сборочных единиц агрегата вследствие того, что в результате сборки снижена эксплуатационная надежность агрегата в целом.

Эмпирические зависимости, рекомендуемые различными фирмами-изготовителями подшипников качения SKF, Тимкен, FAG для определения долговечности, принципиально не отличаются от выражения (1). Эти фирмы стараются повысить качество подшипников. Сведения же о мероприятиях по повышению качества подшипниковых узлов в редукторах и других агрегатах носят рекомендательный характер. Вместе с тем фирма SKF в каталоге приводит уточненную формулу расчета долговечности подшипников

$$L = a_1 a_2 a_3 (C/P)^{10/3},$$

в которой коэффициент a_1 характеризует надежность подшипника; a_2 — материал, используемый для деталей подшипника; a_3 — условия работы подшипника в агрегате по температурам и смазке.

Ниже приведены значения коэффициента a_1 :

Надежность в %	90:	95:	96:	97:	98:	99
Значения a_1	1,0;	0,62;	0,53;	0,44;	0,33;	0,21

Из приведенных данных следует, что для повышения надежности подшипника с 90 до 98% долговечность должна быть увеличена в 3 раза.

Рассматривая эту проблему с позиций технологического обеспечения работоспособности редукторов по подшипниковым узлам, необходимо отметить, что расчет долговечности собственно подшипника на основе контактных напряжений представляет значительную трудность (особенно для конических роликоподшипников). Этим объясняется применение эмпирических зависимостей простого вида (1) для расчета долговечности подшипников, что удобно для практического использования.

Еще более сложным является расчет долговечности подшипникового узла на основе контактных напряжений с учетом изменений геометрии поверхностей качения в результате сборки подшипникового узла. Поэтому, установив факторы, отличающие сборку подшипникового узла от сборки подшипника и, сохраняя действующие в практике способы определения долговечности подшипников (1), можно было использовать существующую методику расчета, дополненную зависимостями, учитывающими результаты сборки подшипниковых узлов в виде,

удобном для практического использования. Таким образом создан приближенный метод расчета долговечности подшипниковых узлов в редукторах в зависимости от результатов сборки, главная цель которого состоит в возможности анализа влияния конструктивных и технологических сборочных факторов на долговечность подшипниковых узлов.

Сущность этого метода состоит в следующем. Расчет условных нагрузок производится с учетом действия как внешних, так и внутренних сил. Усилие предварительного осевого сжатия F_0 , создаваемое в процессе сборки:

$$P = x F_r + y (F_a + k_F F_0), \quad (2)$$

где F_r и F_a — соответственно радиальная и осевая составляющие внешней нагрузки;

F_0 — усилие предварительного натяга, созданное при сборке;

k_F — коэффициент, учитывающий интегральное значение предварительного натяга на протяжении эксплуатации агрегата, $k_F \sim 0,01 \beta$;

x и y — факторы (коэффициенты) соответственно радиальной и осевой составляющих внешней нагрузки.

Вместе с тем нельзя не отметить, что выражение

$$Q = [R k_k + m (A + k_F F_0 - S)] k_6 k_T \quad (3)$$

дает значительно большие возможности для анализа влияния различных факторов на долговечность подшипников. Здесь R и A — соответственно радиальная и осевая составляющие внешней нагрузки; S — усилие реакции, вызванное радиальной составляющей внешней нагрузки; k_k , k_6 и k_T — коэффициенты, учитывающие условия работы подшипника согласно каталогу подшипников; $m = 1/2,6 \lg \beta$ — коэффициент, учитывающий угол конуса подшипника или угол контакта. В рассмотренном ниже примере использовано выражение (3) для расчета условной нагрузки.

В связи с этим величина условной нагрузки определяется для двух предельных значений преднатяга подшипников: минимального $F_{0 \min}$ и максимального $F_{0 \max}$ согласно техническим условиям на регулирование преднатяга и, следовательно, будет иметь минимальное $P_{\min}$ и максимальное $P_{\max}$ значения.

Усилие преднатяга алгебраически складывается с осевой составляющей внешней нагрузки, воздействующей на подшипниковый узел. На рис. 1 показана схема распределения осевых усилий в подшипниковых узлах 1 и 2 ведущей шестерни редуктора. Для подшипникового узла 1 (рис. 1, а) действие осевой составляющей эксплуатационной нагрузки и усилия преднатяга имеют противоположные направления, поэтому общее осевое усилие для этого узла определяется на основании характеристик податливости подшипниковых узлов 1 и 2 по линейным перемещениям, т. е. $\Delta H = P W$.

При среднем значении усилия преднатяга можно получить по выражениям (2), (3) среднее значение условной нагрузки P , но при этом возможности анализа влияния сборочных факторов на долговечность подшипниковых узлов резко сокращаются.

По известным значениям $P_{\min}$, $P_{\max}$, n и C определяют долговечность подшипника L_{10h} в условиях работы агрегата при неизменных точностных и качественных показателях поверхностей качения только в зависимости от внешних нагрузок и уси-

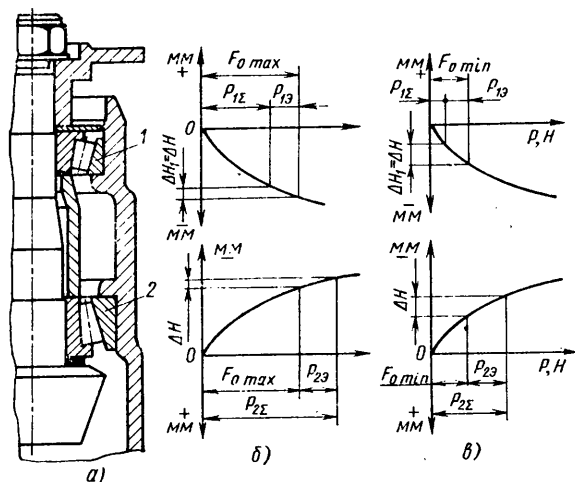


Рис. 1. Схема подшипниковых узлов редуктора (а) и распределения осевых усилий (б) и (в) в подшипниковых узлах ($P_{1\Sigma}$, $P_{2\Sigma}$ — эксплуатационные осевые усилия; $P_{1\Sigma}$, $P_{2\Sigma}$ — суммарные осевые усилия с учетом преднатяга)

ля преднатяга. Определенная по выражению (1) долговечность является исходной и имеет два значения: $L_{\max}$, соответствующее $F_{0 \min}$ при $F_{0 \min}$ и $L_{\min}$, соответствующее $F_{0 \max}$ при $F_{0 \max}$. Исходная долговечность подшипникового узла в часах может быть выражена в километрах пробега согласно выражению $k = Lv$, где v — средняя скорость движения автомобиля. В дальнейшем принято $v = 60 \text{ км/ч}$.

Таким образом, учитывается один из сборочных факторов — усилие преднатяга подшипников. Исходная долговечность подшипников с учетом усилия преднатяга в условной нагрузке имеет меньшие значения, чем рассчитанная по выражению (1).

Долговечность подшипникового узла по сравнению с долговечностью подшипника уменьшается пропорционально изменению условий контакта, что является следствием изменений геометрии поверхностей качения в результате сборки подшипникового узла.

В связи с этим долговечность подшипникового узла в зависимости от результатов сборки неподвижных соединений колец подшипников этого узла можно определить по формуле

$$L_q \approx L \left(\frac{\Delta_n}{\Delta_\Sigma} \right)^p, \quad (4)$$

где L_q — долговечность собранного подшипникового узла;

L — исходная долговечность подшипника в условиях данного редуктора;

Δ_n — исходные геометрические и физико-механические характеристики поверхности или поверхностей качения;

Δ_Σ — действительные геометрические и физико-механические характеристики поверхностей качения в результате сборки подшипникового узла;

p — степень влияния образовавшихся в результате сборки погрешностей в геометрии поверхностей качения на долговечность подшипникового узла, $p = 0,6 \div 0,8$.

Действительная точность поверхностей качения в узлах с радиально-упорными подшипниками различна. При установке колец подшипников с диаметральной натяжкой в обработанные кругом корпуса типа «стаканов» основным является изменение угла конуса или угла контакта [2]. Для литых корпусов сложной формы с различной жесткостью радиально-плоских сечений по посадочному месту, в которые запрессовываются кольца подшипников, характерна некруглость действительных поверхностей качения в радиальной плоскости [1]. В ряде конструкций подшипниковых узлов редукторов имеет место пространственное изменение формы поверхности главного рабочего движения как по углу конуса (контакта), так и по некруглости. Стабильность этих изменений обусловлена прежде всего особенностями конструкции неподвижного соединения и упругими деформациями кольца подшипника. Приблизительно для узлов с коническими роликоподшипниками показатель степени $p = 0,75$, что установлено на основании данных эксплуатации редукторов с различными подшипниками и расчетов контактных напряжений.

Поскольку исходная долговечность имеет два значения $L_{\max}$ и $L_{\min}$, что соответствует минимальному и максимальному усилию преднатяга подшипников, долговечность собранного подшипникового узла [выражение (4)] также будет иметь два различных значения при одной и той же величине Δ_n/Δ_Σ . При различных значениях Δ_n/Δ_Σ образуется зона, в пределах которой находится долговечность подшипникового узла в зависимости от результатов сборки (рис. 2).

Таким образом, с помощью выражения (4) учитывается вторая группа сборочных факторов: изменение геометрии дорожек качения в результате сборки неподвижных соединений в подшипниковых узлах по сравнению с исходными значениями геометрических параметров, пропорционально чему изменяется долговечность узла.

Такое представление о долговечности подшипниковых узлов в редукторах является дальнейшим развитием действующей методики расчета долговечности подшипников, учитывает основные сборочные факторы, существенно влияющие на эксплуатационные показатели подшипниковых узлов, и позволяет произвести анализ влияния различных конструктивных и технологических факторов на качество сборки и работоспособность подшипниковых узлов в редукторах и других агрегатах.

Рассмотрим возможности использования изложенного метода на примере подшипникового узла редуктора ведущего моста одного из автомобилей, ведущая шестерня которого установлена так, как показано на рис. 1. Допустим, что на основании расчетов по известным зависимостям (1) — (4) с учетом массы автомобиля, мощности двигателя и процента использования крутящего момента на различных передачах осевая и радиальная составляющие внешнего усилия на подшипник 2 соответственно равны $F_a = 2,73 \text{ Н}$, $F_r = 2,92 \text{ Н}$, а средняя частота вращения ведущей шестерни $n = 3885 \text{ мин}^{-1}$.

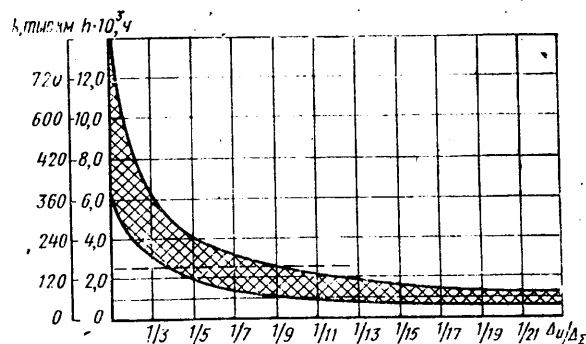


Рис. 2. Изменение долговечности подшипникового узла в зависимости от погрешностей сборки

По техническим условиям на сборку подшипниковых узлов допускается усилие преднатяга 3—9 Н, что получено путем пересчета момента трения в осевое усилие сжатия. Следовательно, $F_{0 \min} = 3 \text{ Н}$, $F_{0 \max} = 9 \text{ Н}$. Допустим, что в редукторе применены конические подшипники с углом конуса 20° . На основании общего выражения условной нагрузки (2) или (3) применительно к подшипниковому узлу 2, согласно конструктивной схеме расположения опор и данным каталога подшипников, при подстановке числовых значений имеем $P_{\min} = 5,78 \text{ Н}$, $P_{\max} = 7,07 \text{ Н}$. По выражению (1) находим максимальную и минимальную исходную долговечность подшипника 2 в условиях редуктора, что соответствует минимальному и максимальному значениям преднатяга по техническим условиям при исходной погрешности формы дорожек качения Δ_n . Для сравнения в таблице приведены значения долговечности подшипника, рассчитанные без учета и с учетом усилия преднатяга.

Диаметр подшипника мм	Исходная долговечность при $F=0$		Исходная долговечность при $F=3\text{Н}$	
	в ч	в км	в ч	в км
70—80	15939	956330	13418	805102
60—70	22112	1326746	11953	717195

Допустим, что для рассматриваемой конструкции неподвижного соединения кольцо конического подшипника — литой картер редуктора сложной формы основной погрешностью геометрической формы поверхности качения в результате сборки этого соединения является некруглость Δ_Σ в радиальной плоскости. На основании выражения (4) в зависимости от соотношения Δ_n/Δ_Σ при различных значениях действительной некруглости Δ_Σ поверхности качения в результате сборки неподвижного соединения кольцо подшипника — картер редуктора для предельных значений усилия преднатяга определяется долговечность подшипникового узла (рис. 2).

Таким образом, два основных сборочных параметра — усилие преднатяга и действительная геометрия поверхности качения в подшипниковом узле, являющиеся результатом сборки, взаимосвязаны и согласно техническим условиям для регулирования преднатяга подшипниковых узлов ведущей шестерни редуктора образуют зону возможных значений долговечности подшипникового узла в реальных условиях собранного редуктора. Из этого можно сделать следующие выводы.

1. Долговечность подшипниковых узлов обладает высокой чувствительностью к усилию преднатяга. Следовательно, момент трения, регламентируемый техническими условиями, должен определяться, исходя из нормативной долговечности или пробега, по усилиям преднатяга с учетом действительной геометрии поверхностей качения в подшипниковом узле помимо прочих ограничений.

2. Долговечность подшипниковых узлов зависит от изменений геометрии поверхности качения в результате сборки неподвижных соединений колец подшипников.

3. В связи с широкими пределами момента трения на регулирование преднатяга подшипников и некорректностью этого параметра по отношению к усилию преднатяга при нерегламентированных значениях F_0 рассеивание долговечности подшипниковых узлов очень велико. Этим в частности объясняется противоречивость данных, получаемых при эксплуатационных испытаниях небольшого количества редукторов.

Графики, приведенные на рис. 2, позволяют проанализировать влияние конструкторских и технологических факторов на долговечность подшипникового узла и выработать обоснован-

ные технические мероприятия для повышения долговечности подшипникового узла редуктора. Рассмотрим основные из них.

Допустим, что в результате сборки неподвижного соединения кольцо подшипника — картер редуктора при главном рабочем движении на поверхности образуется некрутость $\Delta_{\Sigma} = 12$ мкм. Если нормативный пробег для редуктора и, следовательно, для рассматриваемого подшипникового узла принят равным 150 000 км, что составляет 2500 ч, то в целом подшипниковый узел, собранный с указанными характеристиками, не обеспечивает нормативных показателей. Его средняя долговечность составляет 1600 ч или 96 000 км. При преднатяге $F_{0 \min} = 3$ Н $L_{q \max} = 2100$ ч или 126 000 км; при преднатяге $F_{0 \max} = 9$ Н $L_{q \min} = 1100$ ч или 66 000 км.

Для повышения долговечности подшипникового узла и обеспечения нормативного пробега необходимы следующие технические мероприятия.

1. Если предельные значения преднатяга останутся неизменными, то единственно возможным решением будет уменьшение погрешностей сборки неподвижного соединения до значений $\Delta_{\Sigma} = 4$ мкм на беговой дорожке. Для этого необходимо прежде всего улучшить технологичность конструкции неподвижного соединения кольцо подшипника — картер редуктора и снизить технологические погрешности сборки подшипниковых узлов.

2. Уменьшить усилие преднатяга подшипниковых узлов, получив, например, $F_{0 \min} = 1$ Н, $F_{0 \max} = 5$ Н. Это решение возможно только в том случае, если по условиям зацепления в главной паре редуктора и по условию раскрытия стыка осевая податливость ведущей шестерни может быть увеличена пропорционально изменениям усилия преднатяга.

3. Оптимальным технически осуществимым решением является следующее: повышение точности сборки подшипникового узла до значений $\Delta_{\Sigma} = 6$ мкм и сужение диапазона усилия преднатяга, например, до значений $F_{0 \min} = 3$ Н и $F_{0 \max} = 6,5$ Н. Причем меньшее предельное значение этого усилия сохраняется неизменным из условий зацеплений в гипoidной паре редуктора. Это приводит к необходимости совершенствования точности регулирования преднатяга подшипниковых узлов с помощью автоматизированных сборочных станков, в основе которых лежит решение технологических сборочных размерных цепей с динамико-силовым замыканием.

4. Значения долговечности двух подшипниковых узлов ведущей шестерни, определенные на основании разработанного метода в диапазоне максимального и минимального усилий преднатяга, позволяют выявить наиболее «слабый» узел и причины, которые приводят к снижению его долговечности. Это определяет конструкторские и технологические мероприятия, реализация которых позволит повысить долговечность «слабого» подшипникового узла редуктора.

Конструкторские и технологические мероприятия, направленные на повышение долговечности подшипниковых узлов редуктора, могут быть оценены экономически. Приближенный расчет долговечности подшипниковых узлов агрегата в зависимости от результатов сборки позволяет это выполнить. Экономиче-

ский эффект Δ_n технического мероприятия, направленного на повышение качества сборки подшипникового узла или узлов, определяется по выражению [3]

$$\Delta_n = \left(\frac{S_1}{\kappa_1} - \frac{S_2}{\kappa_2} \right) K_n P,$$

где S_1 и S_2 — стоимость подшипникового узла соответственно прежнего и повышенного качества;

κ_1 и κ_2 — пробег агрегата по подшипниковым узлам соответственно прежнего и повышенного качества, определенный по их долговечности в зависимости от результатов сборки;

K_n — нормативный пробег агрегата;

P — годовая программа выпуска агрегатов.

Более полное значение Δ_n может быть получено при учете величинами S_1 и S_2 затрат на замену подшипников с разборкой и сборкой подшипниковых узлов, на регулирование выходных параметров редуктора при восстановлении его работоспособности, затрат, связанных с простоем автомобиля в ремонте. Таким образом, приближенный метод расчета долговечности подшипниковых узлов отличается от ранее известных тем, что учитывает основные сборочные факторы: усилие преднатяга и действительную геометрию поверхностей качения в результате сборки подшипниковых узлов агрегата.

Этот метод позволяет решать вопросы конструкторско-технологического обеспечения качества сборки подшипниковых узлов в редукторах и повышения их работоспособности с технико-экономической оценкой, определить оптимальную величину усилия преднатяга подшипниковых узлов по долговечности, а также прогнозировать долговечность подшипниковых узлов в зависимости от результатов сборки.

Необходимым условием дальнейшего повышения качества подшипниковых узлов в редукторах является достоверное значение коэффициента работоспособности C для конкретных типов подшипников, входящих в состав агрегата. Значения коэффициента C , приведенные в каталоге, не учитывают такие конструктивные особенности подшипников, как, например, угол конуса, число роликов и др.

Область применения разработанного метода расчета долговечности подшипниковых узлов в зависимости от результатов сборки не ограничивается редукторами автомобилей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронин А. В. Оценка точности сборки подшипниковых узлов автомобильных агрегатов. — Автомобильная промышленность, 1978, № 4, с. 31—33.
2. Абель В. В., Воронин А. В. Сборочная взаимосвязь в неподвижном соединении корпус — кольцо конического подшипника. — Автомобильная промышленность, 1979, № 9, с. 26—28.
3. Экономика автомобильной промышленности и тракторостроения. Под ред. Б. В. Власова и Г. Б. Каца. М.: Высшая школа, 1978, с. 268—320.

УДК 621.78.019.9

Влияние термообработки на точность размеров деталей

Канд. техн. наук В. Г. ЛЕПИХОВ, С. Е. ШИШКОВ

Курский политехнический институт

Р АССМОТРИМ результаты статистических исследований влияния термообработки на точность основных параметров подшипникового кольца 307.02. Поверхность кольца формируется на стадии автоматизированной обработки. Диаметр посадочного отверстия кольца $d_0 = 34,7_{-0,15}^{+0,15}$ мм, диаметр желоба $D_{ж} = 43,54_{+0,2}^{+0,2}$ мм. В качестве заготовок используются холоднотянутые трубы из стали ШХ-15 (ГОСТ 801—60).

Термообработка колец производилась на закалочном агрегате СКЗА-2. Температура закалки составляла 850—860°C, а температура отпуска 160—180°C.

При анализе погрешности размеров колец термическую операцию можно рассматривать как преобразующую систему, на вход которой поступают партии колец с погрешностью соответствующих размеров $\omega_{\text{ток}}$. Связь между погрешностями входа и выхода можно представить в виде

$$\omega_{\text{терм}} = \omega_0 + A_1 \omega_{\text{ток}},$$

где ω_0 — часть погрешности, обусловленная состоянием и ходом термообработки;

A_1 — коэффициент передачи исходной погрешности на деталь, прошедшую термообработку.

Из приведенного выражения видно, что для оценки термической операции с точки зрения ее влияния на изменение точности размеров колец необходимо найти численные значения ω_0 и A_1 . Для получения зависимостей между входными и выходными погрешностями термической операции применен «метод искусственных партий» или ранжированных выборок, подробно описанный в статье¹. Сущность его заключается в том, что из общего потока колец перед термообработкой подбирается несколько партий колец, отличающихся диапазоном рассеяния исследуемых параметров. Объем каждой партии составляет 100—110 колец. Отдельные кольца в партии должны иметь размеры, удовлетворяющие соответствующему закону распределения (Гаусса, Максвелла и т. д.), кроме партий с $\omega_{\text{ток}} = 0$.

Для получения численного значения ω_0 надо подобрать несколько (обычно не менее трех) партий, у которых поле рассеяния погрешности исследуемого размера, например d_0 или $D_{ж}$, на входе термической операции равно нулю. При этом

¹ Волчек Л. И., Лепихов В. Г. К вопросу оптимального построения и сравнительного анализа технологических процессов автоматизированного производства. Автомобильная промышленность, 1978, № 2.

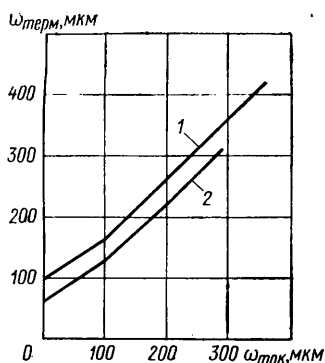


Рис. 1. Зависимость погрешности диаметра отверстия (кривая 1) и желоба (кривая 2) от исходных погрешностей

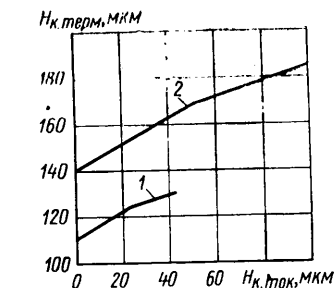


Рис. 2. Зависимость некруглости отверстия (кривая 1) и желоба (кривая 2) колец, прошедших термообработку, от исходных погрешностей

обеспечивается условие $\omega_{\text{ток}} = 0$ и погрешность размеров партии колец по исследуемому параметру определяется условиями выполнения термообработки. Усредненные значения по результатам экспериментов позволяют определить значение ω_0 .

Далее подбирают партии колец после токарной обработки со следующими соотношениями между суммарным рассеиванием размеров $\omega_{\text{ток}}$ и допуском $\delta_{\text{ток}}$ на этот размер: $\omega_{\text{ток}} = 0,5 \delta_{\text{ток}}$; $\omega_{\text{ток}} = \delta_{\text{ток}}$; $\omega_{\text{ток}} = 1,5 \delta_{\text{ток}}$.

В производственных условиях могут быть приняты другие соотношения между $\omega_{\text{ток}}$ и $\delta_{\text{ток}}$ в партии колец. В соответствии с изложенной выше методикой были проведены исследования влияния термообработки на изменение погрешности диаметра и некруглости отверстия и желоба, а также положения оси желоба относительно торцов в партии колец 307.02. Анализ было подвергнуто 2500 колец. Все приведенные ниже значения получены по результатам обработки трех партий как усредненные.

На рис. 1 приведены зависимости погрешности диаметра отверстия (кривая 1) и желоба (кривая 2) после термообработки $\omega_{\text{терм}}$ от соответствующих исходных погрешностей $\omega_{\text{ток}}$, являющихся следствием токарной обработки. Результаты экспериментов показывают, что погрешность ω_0 , зависящая только от условий термообработки, для диаметра отверстия кольца составляет 100 мкм, а для диаметра желоба 80 мкм.

Как видно из рис. 1, между соответствующими погрешностями $\omega_{\text{ток}}$ и $\omega_{\text{терм}}$ в партии колец существует линейная зависимость. На основании анализа результатов эксперимента установлено, что коэффициент передачи погрешности для диаметра желоба $A_1 = 0,74$ и для отверстия $A_1 = 0,88$. Полученные значения ω_0 и A_1 позволяют записать частные зависимости между погрешностями диаметра желоба и отверстия при токарной и термической обработках (в мкм):

$$\omega_{\text{ж. терм}} = 80 + 0,74 \omega_{\text{ж. ток}};$$

$$\omega_{\text{о. терм}} = 100 + 0,88 \omega_{\text{о. ток}}.$$

Полученные зависимости обеспечивают точность расчетных данных в пределах 12—13%, что допустимо при расчетах.

Анализ показывает, что при часто встречающихся в производственных условиях значениях $\omega_{\text{ж.ток}} = 200$ мкм и $\omega_{\text{о.ток}} = 150$ мкм после термообработки погрешность диаметра желоба зависит на 65%, а погрешность диаметра отверстия на 57% от погрешностей заготовок и соответственно на 35 и 43% от факторов, присущих термической операции.

На рис. 2 показана экспериментальная зависимость некруглости $H_{\text{к.терм}}$ отверстия (кривая 1) и желоба (кривая 2) после

термообработки от некруглости $H_{\text{к.ток}}$ колец 307.02, являющейся следствием токарной обработки. Из графика видно, что термообработка существенно влияет на увеличение некруглости отверстия и желоба. Так, при исходной некруглости $H_{\text{к.ток}} = 0$ после термообработки некруглость $H_{\text{к.терм}}$ отверстия равна 110 мкм, а у желоба достигает 140 мкм. На основании результатов этой серии экспериментов получены следующие зависимости:

$$\text{для отверстия } H_{\text{к.о.терм}} = 110 + 0,6 H_{\text{к.о.ток}};$$

$$\text{для желоба } H_{\text{к.ж.терм}} = 140 + 0,44 H_{\text{к.ж.ток}}.$$

На рис. 3 приведены кривые распределения некруглости отверстия партии 200 колец после токарной (кривая 1) и термической (кривая 2) обработок. График показывает, какие качественные и количественные изменения некруглости отверстия колец 307.02 происходят в результате термообработки. Среднее значение некруглости отверстия после токарной обработки составляет 15,5 мкм, а после термообработки 63,8 мкм. Полное рассеяние при этом увеличивается в 3—4 раза. Особенно сильно сказывается влияние термообработки на увеличение некруглости желоба и отверстия при малых исходных величинах.

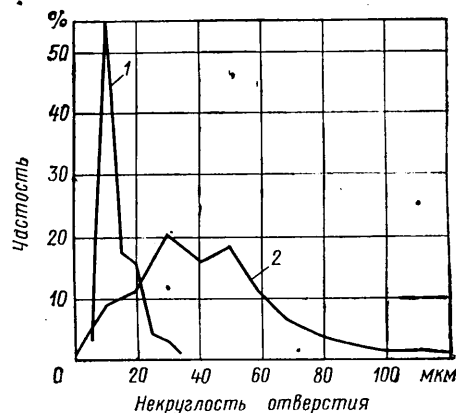


Рис. 3. Кривая распределения некруглости отверстия после токарной (кривая 1) и термической (кривая 2) обработок

Анализ показывает, что погрешности формы желоба и отверстия колец после термообработки на 80—85% обуславливаются влиянием факторов, связанных с процессом термообработки, и только на 15—20% зависят от погрешности заготовки.

Это подтверждается малым значением коэффициента корреляции некруглости формы отверстия и желоба до и после термообработки. Поэтому сокращение некруглости отверстия желоба колец должно обеспечиваться в основном за счет самого процесса термообработки.

Изложенная выше методика анализа влияния термообработки на точность колец может быть применена и при расчете точности других деталей типа тел вращения (втулок, валов). Она позволяет определить отдельно погрешность детали в зависимости от условий термообработки и от неточности заготовки.

Полученные зависимости позволяют прогнозировать точность размеров отверстия и желоба колец после термообработки по вероятностным значениям исходных погрешностей.

Показано, что для повышения точности диаметра отверстия и желоба колец необходимо принимать меры на стадиях токарной и термической обработок. Некруглость отверстия и желоба колец при термообработке увеличивается в 3—4 раза по сравнению с исходной. Сокращение некруглости колец должно обеспечиваться в основном за счет самого процесса термообработки.

УДК 621.9.04(494)

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЕ СТАНКИ, МАШИНЫ И ИНСТРУМЕНТ ШВЕЙЦАРИИ

НА ВЫСТАВКЕ «Станэксп-78», прошедшей в Москве в 1978 г. в парке «Сокольники», были представлены экспонаты, составившие три раздела. Первый раздел охватывал металлорежущие станки, второй — оборудование для обработки без снятия стружки, третий — конт-

рольно-измерительное оборудование и инструмент. Материалы первого раздела освещены в статье¹.

¹ Эрвайс А. В. Высокоточные металлообрабатывающие станки Швейцарии. — Автомобильная промышленность, 1979, № 9, с. 34—36.

Фирма Агатон выпускает станки для заточки режущих инструментов из быстрорежущей стали и твердых сплавов, а также специальные станки для производства твердосплавных режущих пластинок, автоматические станки для перифе-

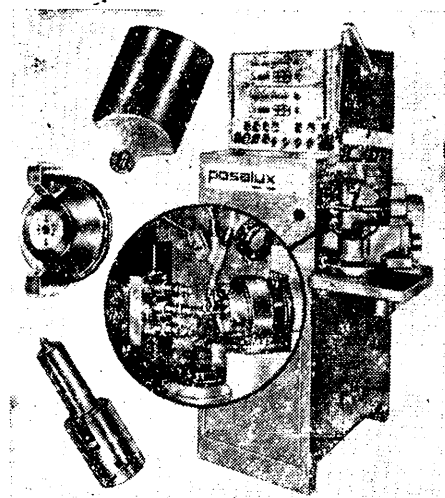


Рис. 1

рийного шлифования всех видов таких пластинок.

Фирма также изготавливает унифицированные направляющие блоки тридцати стандартных типов, 315 типоразмеров и свыше 800 модификаций, представляющие собой шариковые направляющие элементы марки «Агатон-оптимат».

Гамму станков для заточки сверл диаметром 0,2—50 мм выпускает фирма Метеор. Для заточки миниатюрных правых и леворежущих сверл диаметром 0,2—3,0 мм служит заточной станок типа KBS3. Станок работает по принципу заточки по четырем граням. Станок затачивает сверла из быстрорежущей стали, твердого сплава, центровые сверла и оборудован измерительным микроскопом с увеличением $\times 25$.

Малогабаритный станок типа FS71 для заточки профильных фрез фирмы Фриц Штудер А. Г. имеет ручное копировальное устройство. На станке производится шлифование фасок на задней поверхности профильных фрез, фрез для штампов, разверток.

Станки для электроэрозионной обработки выпускаются фирмой АГИЭ. Фирма выпускает генераторы АГИЭПУЛЬС для станков электроискровой обработки и системы ЧПУ АГИЭМЕРИК-НС и АГИЭМЭРИК-СНС. Станок АГИЭКАТ DEM 40/70 может обрабатывать детали

длинной и шириной 1200 мм, высотой 150 мм и массой 1500 кг.

Станки фирмы АГИЭ применяются для электроэрозионной прошивки и электроискрового резания не только в области точной механики, но и в тяжелом машиностроении.

Прецизионный сверлильный станок Микрофор-НС фирмы Позалюкс (рис. 1) предназначен для сверления отверстий в форсунках и других подобных деталях. Он может быть оборудован одним или несколькими шпинделями с гидропневматическим управлением, горизонтальным делительным устройством и поворотным приспособлением. Система цифрового управления по двум координатам обеспечивает возможность сверления отверстий во всех направлениях на шаровом секторе 200° . Станок — быстропереналаживаемый, программирование деления и поворота осуществляется при помощи decade-переключателей. Возможно прецизионное регулирование удаления стружки с электронным управлением.

На сверлильно-фрезерном автомате Мультифор 14/21 производится сверлильная обработка печатных плат. Станок оснащен системой ЧПУ марки Позалюкс.

Силовые головки Позалюкс с приводом мощностью 0,5—5 кВт выполняют операции сверления, развертывания, нарезания наружной или внутренней резьбы, поперечную и прецизионную обточку.

Станкостроительный завод фирмы Дуап выпускает станки для обработки деталей топливной аппаратуры для дизелей. Многопозиционный станок R12HD (рис. 2), например, имеет круглый делительный стол и 22 шпинделя. Он предназначен для комплексной обработки внутренних поверхностей форсунок в крупносерийном и массовом производстве.

Многопозиционные доводочные автоматы DLMA работают по технологическому принципу, заключающемуся в том, что поверхности направляющего отверстия под иглу и конического седла иглы за одну рабочую операцию в несколько тактов обрабатываются рядом притиров разного диаметра. При этом окончательная доводка производится новыми притирами, а отдельные этапы (такты) предварительной доводки — притирами постепенно уменьшающегося диаметра. Шаг диаметров притиров получается автоматически по мере их износа. При этом отклонения поверхностей направляющего отверстия и седла иглы от соосности, круглости, прямолинейности и шероховатости поверхности минимальны.

Фирма Дуап изготавливает также специализированные автоматизированные станки, например, для обработки торцов, глубокого сверления и т. п. Эти станки предназначены для массового производства таких деталей, как коленчатые, распределительные и передаточные валы, и др., применяемые в автомобильной промышленности.

Для обработки торцов предназначен станок типа ZS80K с двумя силовыми головками и цепным питателем. Фирма изготавливает станки для обработки торцов деталей диаметром 6—300 мм и длиной до 2500 мм.

Фирма Штраузаук выпускает гамму станков разного назначения. Станок типа Контурматик 20 служит для обработки криволинейных поверхностей кулачков плоских, барабанных с пазами и др. деталей со сложным контуром. Станки имеют разные системы управления.

По заказам станки оснащаются фрезерными, строгальными и шлифовальными головками. Максимальный рабочий ход суппорта 400 мм, максимальные размеры обрабатываемых деталей — диаметр 215 мм, длина 600 мм, точность обработки $\pm 0,01$ мм. Копировально-фрезерный и шлифовальный станок «Контурматик 57 V/CNC» с ЧПУ и ЭВМ применяется для изготовления копиров, шаблонов, выполнения пазов, плоских и барабанных кулачков и т. п. По заказам станок оснащается двумя или тремя вертикальными шпинделями или одним горизонтальным шпинделем.

Полуавтоматический станок «Штраузаук 124» применяется для заточки и шлифования прямоугольных червячных и модульных фрез из твердого сплава или быстрорежущей стали диаметром до 60 мм, с преселективным автоматическим технологическим циклом.

Холодновысадочный автомат «Колдматик» имеет быстросействующий механизм отрезки и пять позиций штамповки. Клеши нового механизма переноса при отходе назад проходят вне зоны движения инструмента (над пуансонами). Клеши регулируются вне машины. Новая конструкция многоблочного быстросменного держателя инструмента облегчает и ускоряет замену матриц и пуансонов, производительность автомата до 150 точных деталей в минуту.

Для изготовления коротких деталей с большой степенью деформации или из трудноштампуемых металлов предназначен автомат системы «Полимастик», штампуемый детали диаметром по 32 мм, производительностью до 150 шт/мин. Эта система состоит из нескольких машин и позволяет между операциями производить отжиг, а при необходимости фосфатирование, упрощает технологический процесс, устраняет наклеп, повышает стойкость деталей. Отдельные автоматы можно комбинировать с другими машинами, приспособляя к специфике технологического процесса.

Крупные и сложные по конфигурации детали штампуют на многопозиционном горячештампочном автомате типа «Хотматик» производительностью до 180 шт/мин, исходная масса детали 20—3500 г.

Фирма Хэммерле изготавливает листогибочные прессы, работающие по принципу «трех точек». Пресс состоит из специального штампа для гибки, имеющего матрицодержатель с программным управлением, систему установки глубины паза в матрице и гидравлическую подушку между ползуном и пуансоном. Поло-

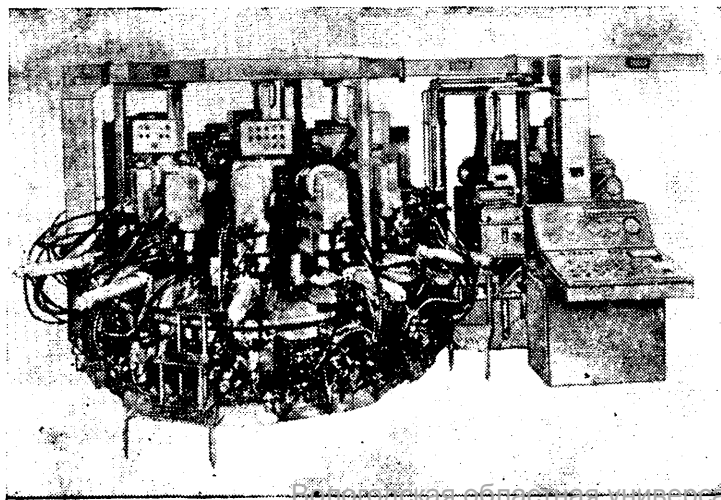


Рис. 2

жение дна паза регулируется бесступенчато при помощи специального устройства. Операция точного регулирования хода пуансона и предварительное напряжение матрицы или пуансона при гибке по принципу «трех точек» отпадают.

Точность гибки методом «трех точек» соответствует точностигиба, полученной обычным способом, но усилие при этом составляет $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{4}$ усилия, необходимого при обычной гибке. Эта же фирма выпускает компактное приспособление для гибки по «трем точкам», которое можно пристроить к гибочным прессам любого типа, имеющим расстояние между столом и ползуном не менее 330 мм. Все листогибочные прессы, работающие по принципу «трех точек», оснащены системой задних упоров с ЧПУ.

Швейцарские фирмы производят оборудование для точной листовой штамповки. Прессы HSR фирмы Генрих Шмид Файнштац АГ для точной листовой штамповки выпускаются усилиями 1000—20 000 кН.

Фирма Раскин выпускает оборудование для этих же целей, а также профильно-высечные прессы с ручным управлением и с ЧПУ для обработки листового материала размерами 600×800—1500×2000 мм и толщиной до 6 мм. К прессам поставляются приспособления в зависимости от характера производимой работы. Автоматические профильно-высечные прессы оснащены системой ЧПУ «Раскин CN MC302», включающей микропроцессор.

Для горячей обработки давлением

предназначен фрикционный винтовой пресс FP/40 фирмы Остервальдер. Диаметр винта равен 140 мм, номинальное усилие 120 тс (при рабочем ходе 17 мм), усилие удара 320 тс.

Станки фирмы Эрнст Гроб для холодного накатывания зубьев любого профиля применяются при производстве шлицевых валов, зубчатых деталей и т. д. Почти все станки этого типа оснащены автоматическими загрузочными устройствами. Накатывание зубьев возможно до модуля $m=5$ мм.

Гамма клепальных машин выпускается фирмой Брэкер. Особенность работы этих машин заключается в деформации стержня заклепки и образовании замыкающей головки без повреждения структуры материала. Пуансон не вращается вокруг своей оси, что устраняет трение между ним и заклепкой, и не разрушает покрытия заклепки. На машине деформация материала происходит за счет циклоидального движения практически без боковых усилий. Машины работают без шума и вибраций. Диаметр стержней заклепок равен 0,5—16 мм.

Фирма Пауль Кохер выпускает многоместные машины для клепания напольных заклепок с шагом менее 6 мм. Заклепки могут быть разных размеров, формы и из различных материалов (в том числе из пластмассы). На этих машинах возможно также одновременное образование замыкающих головок в разных плоскостях с разностью по высоте до 15 мм. При этом верхний многоместный пуансон ускоренным ходом подается вниз к изделию, заряжка нижнего клепального

инструмента возможна вручную или полностью автоматизирована.

Клепальные машины и агрегаты фирмы Бодмер Кюснахт А. Г. предназначены для работы по принципу прересссионного клепания. Эти машины применяются для стальных заклепок с диаметром стержня 0,5—35 мм. Особенностью конструкции машин является принцип агрегатирования, что позволяет использовать их отдельные элементы в машинах специального назначения. В качестве специальных принадлежностей предусмотрены приспособления для двустороннего клепания (сверху и снизу), многошпindleльные клепальные головки и загрузочные приспособления.

Пружинонавивочный автомат типа FA-6S фирмы Шенкер Машинен производит обширную номенклатуру пружин. Диаметр проволоки для навивки пружин 0,1—0,8 мм; длина отрезков проволоки до 1050 мм; диаметр пружин до 20 мм. Производительность автомата до 30 000 пружин в 1 ч, в специальном исполнении — до 45 000 пружин в 1 ч. При использовании дополнительного устройства длина отрезков не ограничена.

Фирма Хайнц Кайзер выпускает режущий инструмент по агрегатной системе в целях использования его на станках и обрабатывающих центрах с ЧПУ. Номенклатура охватывает режущий инструмент и комплектную оснастку для металлообрабатывающих станков.

А. В. ЭРВАЙС

УДК 621.43.044.7

СОВРЕМЕННЫЕ ДОСТИЖЕНИЯ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ СТАРТЕРНЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ

СТАРТЕРНЫЕ аккумуляторные батареи свинцовой системы являются неотъемлемым элементом автомобиля. За последнее время благодаря непрерывному совершенствованию конструкции и технологии производства удалось значительно повысить удельную мощность этих батарей в режиме стартерных разрядов, а также несколько увеличить срок службы в эксплуатации. При этом принципиальные основы их устройства и действия по существу не претерпели никаких изменений.

Известно, что необходимо периодически проверять уровень электролита и доливать аккумуляторы дистиллированной водой, отсоединять накопичники кабелей и очищать полюсные выводы от коррозии, ежемесячно снимать и ставить батареи на подзаряд в случаях перерывов в эксплуатации. Для планового ухода за обычными аккумуляторными батареями в автотехнике требуется выделять специальные помещения, устанавливать оборудование и привлекать квалифицированный персонал [1].

Известно также, что срок службы обычных аккумуляторных батарей ограничен, главным образом из-за коррозии решеток положительных пластин, поверхность батарей, как правило, покрыта пленкой электролита, а через вентиляционные отверстия заливных пробок во время движения автомобиля выделяются взрывоопасные и токсичные газы. Электролит и

пары серной кислоты вызывают усиленную коррозию окружающих металлических деталей, кабельных наконечников и полюсных выводов самих батарей. Конструкторы и изготовители автомобилей вынуждены предусматривать свободный доступ к батареям для их осмотра, обслуживания и снятия с автомобиля.

В настоящее время эффективность использования и конкурентоспособность автомобилей в значительной мере обусловлена применением агрегатов повышенной надежности, не требующих обслуживания в эксплуатации. Таким образом технические возможности обычных аккумуляторных батарей — самого дорогостоящего и ответственного элемента автомобильного электрооборудования входят в противоречие с требованиями технического прогресса автомобилестроения.

В течение последних 10—15 лет зарубежные фирмы (Делко, Гулд, Варта) проводили интенсивные исследования, завершившиеся промышленным внедрением свинцовых стартерных батарей новых типов. Эти батареи получили обозначение «MF» (Maintenance free) или «Ifreedom», т. е. необслуживаемые. По многочисленным сообщениям необслуживаемые батареи не имеют ряда недостатков, свойственных обычным аккумуляторным батареям, и не требуют ухода в эксплуатации [2, 3].

Нежелательные особенности и свойства обычных аккумуляторных батарей обусловлены одной общей причиной —

наличием 4—5% сурьмы в составе сплава, из которого изготовлены решетки пластин. Во время работы батарей сурьма из решеток положительных пластин постепенно переходит в электролит, а затем восстанавливается, откладываясь на поверхности активной массы отрицательных пластин. В результате образуется дополнительная паразитная электрохимическая пара сурьма—двуокись свинца, у которой потенциал газобразования оказывается ниже, чем у основной системы свинец—двуокись свинца [4, 5]. Поэтому на образовавшейся паразитной паре во время заряда от генераторной установки автомобиля происходит электролиз воды и наблюдается выделение газа еще задолго до того, как батарея будет заряжена. По мере повышения температуры и выработки срока службы аккумуляторной батареи интенсивность выделения газа со всеми нежелательными последствиями быстро увеличивается [4].

Таким образом, основные усилия при создании необслуживаемых батарей были направлены на то, чтобы исключить или ограничить до необходимого минимума содержание сурьмы в сплаве решеток пластин. При этом были преодолены немалые трудности, поскольку при тонких пластинках стартерных батарей необходимо обеспечить определенную жесткость, прочность, коррозионную стойкость, а также достаточную адгезию и минимальное переходное сопротивление от

активной массы к решетке пластины [5].

В настоящее время различают три категории необслуживаемых батарей новых типов. Аккумуляторные батареи «кальциевого типа» не содержат сурьмы. Решетки пластин этих батарей содержат присадки кальция (около 0,1%), а олова менее 1%. Они хорошо зарекомендовали себя в стартерном и буферном режимах работы, соответствующих обычным условиям эксплуатации на автомобилях. Например, пробеги батарей типа «Делко-1200» на грузовых автомобилях с дизелем составляют 450—500 тыс. км без обслуживания [6]. Подобные батареи выпускают также фирмы Гулд и Престолайт (США).

Однако аккумуляторные батареи кальциевого типа не рассчитаны на повторяющиеся длительные разряды небольшими токами. Хотя автомобильные батареи обычно не подвергаются длительным разрядам и степень их заряженности составляет практически 70—90% (в исключительных случаях 50%) [1], указанная особенность нежелательна для автобусов, спецмашин, работающих с включенным электрооборудованием на стоянках, а также в случае возможной неисправности генераторной установки.

С учетом этой особенности в последние годы освоен выпуск аккумуляторных батарей кальциевого типа «второго поколения», таких, как серия «High Cycle» (многоциклирующая), «Гулд Чемпион» и др., у которых удалось сочетать положительные качества батарей кальциевого типа с работоспособностью при многократных длительных разрядах [6]. Для решеток положительных пластин необслуживаемых батарей «второго поколения» применяются другие присадки, в частности кадмий и сурьма. Следует отметить также, что фирма Делко применяет особую технологию изготовления решеток пластин методом обработки давлением листового проката,

изготовленного из сплава необходимого состава, в то время как другие фирмы предпочитают использовать литейные автоматы при точном контроле состава, температурных режимов и скорости охлаждения расплава с соблюдением мер защиты от выгорания легирующих добавок.

Фирмы Варта, Маньетти Моррелли и др. выпускают малосурьмянистые необслуживаемые аккумуляторные батареи на основе сплавов с особой мелкозернистой структурой, содержащих около 2% сурьмы.

На основе обобщения публикаций можно выделить следующие особенности необслуживаемых батарей всех указанных категорий.

1) В течение всего срока службы нет необходимости проверять уровень электролита и доливать дистиллированную воду. Аккумуляторные батареи вообще не имеют заливных пробок.

2) Удельная мощность батарей в режимах стартерных разрядов повышена. Это достигнуто за счет совершенства конструкции, применения высококачественной сепарации типа «конверт», полипропиленовых моноблоков без шламового пространства и других мероприятий.

3) Саморазряд батарей понижен в 3—5 раз. Они выпускаются с электролитом, полностью заряженными и в течение хранения на складе или перерыва в эксплуатации не требуют подзарядки.

4) Выделение газа из аккумуляторов сведено до минимума. Полусные выводы и окружающие металлические детали не корродируют.

5) Конструкция полюсных выводов улучшена, батареи «Делко» снабжены индикатором, позволяющим судить об их заряженности.

6) Срок службы достигает 4—5 лет [2, 9]. Батареи, работающие в тяжелых условиях, выдерживают усиленную вибрацию, блоки пластин укреплены эпоксидной смолой.

7) Места установки батарей на автомобилях не требуют свободного доступа к ним. Отсек с аккумуляторными батареями иногда заваривают наглухо, поскольку в доступе к батареям нет необходимости [2].

8) Батареи больших размеров не выпускаются. Надежный пуск дизелей с различным рабочим объемом обеспечивается путем соединения нескольких батарей, габаритные размеры которых выбраны с учетом международных рекомендаций (BCI).

9) Стоимость необслуживаемых аккумуляторных батарей лишь на 10—15% выше, чем обычных с такими же размерами [7].

По сообщениям к 1979 г. объем необслуживаемых батарей, выпущенных только одной фирмой Делко, достиг 22 млн. шт. Начиная с 1977 г. на все автомобили, выпускаемые корпорацией Дженерал Моторс, устанавливаются только необслуживаемые батареи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эксплуатация и ремонт стартерных аккумуляторных батарей / М. А. Дасоян, О. С. Тютюмов, Е. С. Аранчук, К. И. Бирюк, М.: Транспорт, 1977, 152 с.
2. *Motor Truck*, № 6, 1977, s. 11—14.
3. *Lindall I. Making batteries work — for the fleet. — Fleet owner*, № 11, 1976, s. 59—63, 146.
4. Дасоян М. А., Агуф И. А. Современная теория свинцового аккумулятора. Л.: Энергия, 1975, 312 с.
5. Вайнел Д. Аккумуляторные батареи. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1960, 480 с.
6. *Diesel Equipment Superintendent*, № 2, 1978, s. 25 № 4, 1978, s. 71—74.
7. *De Vita Enrico. Le batterie di domoni Quattroruote*. № 9, 1976.
8. *Batterie M. Marelli nuova generazione. — Elettrauto*, № 19, 1978.
9. *Lead in Canada*, № 25, 1976, s. 25

Кандидаты техн. наук
М. М. ДИЖУР, А. А. ЭЙДИНОВ

УДК 629.113.002.3

СИНТЕТИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ТЕНТОВ АВТОМОБИЛЕЙ

УВЕЛИЧЕНИЕ грузовых автомобильных перевозок привело к расширению модификаций грузовых автопоездов, в том числе со съёмными тентовыми конструкциями. Применение тентов позволяет уменьшить массу, повысить грузоподъемность автомобиля, сократить расход металла, облегчить проведение погрузочно-разгрузочных работ при транспортировании грузов и т. д.

Для изготовления тентов применяются льняные и хлопчатобумажные ткани с пропиткой. Недостатками этих материалов являются низкая прочность, склонность к светотепловому старению и биологическому разрушению, а также невысокая технологичность процесса изготовления тентов методом пошива. Перечисленные недостатки приводят к тому, что долговечность тентов из хлопчатобумажных и льняных тканей не превышает 0,5—1,5 лет [1].

Значительные преимущества перед такими материалами имеют синтетические ткани содно- или двусторон-

ним полимерным покрытием. Новые материалы имеют высокую прочность, огнеупорность, масло-, водо-, свето-, теплостойкость. Эксплуатационная долговечность синтетических тентовых материалов в 3—5 раз выше долговечности тентовых материалов из натуральных волокон. Тенты из синтетических материалов изготавливаются высокопроизводительным методом — высокочастотной сваркой.

Некоторые свойства отечественных тентовых материалов приведены в таблице.

Синтетический тентовый материал «Теза» впервые был внедрен в промышленное производство для изготовления тентов автомобилей КамАЗ. Этот материал представляет собой полиэфиновую ткань, покрытую с обеих сторон полимерной композицией на основе пластифицированного поливинилхлорида.

Применение поливинилхлорида для изготовления покрытия тентового материала позволяет изменять цвет, применять тиснение и отделку из за-

симости от требований автозаводов, придавать материалу специальные свойства (огнеупорность, стойкость к бензину и маслу, грибоустойкость и т. д.), а также изготавливать тенты методом тепловой, в том числе высокочастотной сварки.

Изготовление синтетического тентового материала «Теза» производится путем шпедирирования ткани полимерной композицией на каландрах. Этот материал выпускается с антизагрязняющей отделкой, которая уменьшает прилипание к тенту грязи и пыли при эксплуатации и облегчает мойку тента. Отделочное покрытие представляет собой раствор полимерной композиции на основе полиметилметакрилата и наносится на лицевую поверхность материала. Помимо антизагрязняющего действия отделочное покрытие создает дополнительную защиту тентового материала от светового старения.

В 1979 г. в СССР освоено производство светопрозрачного тентового материала «Теза-С», коэффициент светопропускания которого достигает 40%.

Наименование показателей	Метод испытания	Значения показателей материалов			Наименование показателей	Метод испытания	Значения показателей материалов		
		«Теза»	Винилискожа-Т для укрытий	Винилискожа-Т для тканей «ЧЛХ»			«Теза»	Винилискожа-Т для укрытий	Винилискожа-Т для тканей «ЧЛХ»
Ширина, не менее, в см .	ГОСТ 3811—72	122	85	122	Соппротивление раздиранию в кН: основы утка	ГОСТ 17074—71	0,44 0,52	0,26 0,22	0,24 0,22
Масса 1 м ² , не более, в г .	ГОСТ 17073—71	800	830	900					
Разрывная нагрузка в кН: основы утка	ГОСТ 17316—71	1,1	1,0	0,94	Морозостойкость в °С:	ГОСТ 15162—69	—40	—40	—40
Удлинение при разрыве в %: основы утка	ГОСТ 17316—71	0,85	0,50	0,71					
Устойчивость к многократным деформациям в тыс. циклов	—	19	27	35	Огнеупорность в °С: горение тление	ГОСТ 15898—70	10 5	30 10	0 0
Жесткость в Н: основы утка	—	36	24	19					
Прочность сварного шва: на расслаивание в кН/см на сдвиг в кН основы утка	ГОСТ 8978—75	Более 500	Более 500	Более 500	Прочность сварного шва: на расслаивание в кН/см на сдвиг в кН основы утка	—	0,012	—	0,018
	ГОСТ 8977—74	0,23 0,18	0,24 0,31	0,27 0,19					
	—	0,55 0,48	—	0,65 0,57					

Применение этого материала для изготовления крыш автомобильных тентов позволяет вести погрузочно-разгрузочные работы без демонтажа тента и дополнительного источника света.

Светопрзрачный тентовый материал «Теза-С» по физико-механическим свойствам не уступает серийно выпускаемому материалу «Теза», за исключением огнеупорности. Введение минеральных добавок в полимерную композицию резко снижает светопрзрачность материала, поэтому из рецептуры покрытия исключены все наполнители, в том числе трехокись сурьмы, обеспечивающая огнеупорность. Повышение огнеупорности в дальнейшем может быть достигнуто за счет применения в рецептуре полимерного покрытия фосфорорганических пластификаторов.

Одним из важнейших свойств тентового материала является морозостойкость. Как известно, все материалы, используемые при изготовлении автомобилей для Крайнего Севера, должны иметь морозостойкость не выше —60°С. Исследования по созданию тентовых материалов с повышенной морозостойкостью проводятся в различных направлениях.

В работе [2] показано, что одним из путей создания морозостойких искусственных кож является модификация поливинилхлоридной композиции с помощью стереорегулярных каучуков (в частности, 1,4-цис-полибутадиена и 1,4-цис-полиизопрена). Дальнейшее повышение динамической морозостойкости поливинилхлоридных композиций, модифицированных эластомерами, достигается путем их структурирования [3]. Широко известны способы повышения морозостойкости поливинилхлорида путем смещения его с термозластопластами. Высокой морозостойкостью обладают композиции на основе смесей хлоропренового и этиленпропиленового каучуков [4].

Другим важным свойством синтетических тентовых материалов является их способность к сварке в электрическом поле высокой частоты. Тентовый материал «Теза» несколько уступает по прочности сварного шва лучшим зарубежным образцам.

В настоящее время разработан новый синтетический тентовый материал с улучшенными свойствами: морозостойкостью, повышенной до —50°С, более высокой прочностью сварного шва (не менее 0,15 кН/см) и меньшей массой.

Как показали исследования [5], сопротивление сварного шва расслаиванию в значительной мере определяется прочностью связи поливинилхлоридного покрытия с текстильной основой тентового материала. Прочность этой связи зависит от физико-химических (адгезия полимера покрытия к полимеру текстильной основы), реологических и механических факторов (способность полимерной композиции покрытия проникать в текстуру ткани при изготовлении тентового материала). В связи с этим работа по повышению прочности связи пленочного покрытия с текстильной основой тентового материала проводится в направлении модификации полимерной композиции и поверхности волокна текстильной основы, а также по пути создания новых тканей с оптимальной сетчатой структурой. Проведенные работы показывают, что имеются реальные возможности создания тентовых материалов с прочностью сварного шва на расслаивание 0,02 кН/см и более.

Наряду с синтетическим тентовым материалом с двусторонним полимерным покрытием освоено производство тентовых материалов на основе тканей из комбинированных волокон (хлопколавсановых, льнолавсановых, льнокапроновых) с односторонним покрытием (см. таблицу).

Эти материалы имеют меньшую стоимость и обладают рядом технических преимуществ. В частности, у винилискожи тентовой на ткани «ЧЛХ» более высокая по сравнению с материалом «Теза» огнеупорность, повышенное сопротивление сварного шва расслаиванию.

В связи с тем, что изначальная стоимость материала не имеет полимерного покрытия, материал обладает более высокими гигиеническими свойствами, что представляет особый интерес для создания тентов автомобилей, перемещающих людей. Тентовый материал

типа винилискожи Т для укрытий успешно прошел испытания на автомобилях-самосвалах, выпускаемых для сельского хозяйства.

Таким образом, отечественная промышленность производит синтетические тентовые материалы в широком ассортименте, которые обладают высокими физико-механическими и технологическими свойствами. Применение синтетических тентовых материалов вместо тканей из натуральных волокон позволило повысить эксплуатационную долговечность тентов в 3—5 раз, что дало значительный экономический эффект.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Репина Н. С., Шапошникова Т. К., Шуляк А. Д. и др. Применение материалов на синтетических текстильных основах с полимерным покрытием для изготовления автотентов. Сб.: Технология автомобилестроения. М., НИИНавтопром, 1976, № 2 (37), сер. XIV, с. 35—41.
2. Махмутов А. Г., Штерн И. А. и др. Искусственные кожи с повышенной морозостойкостью. — Кожевенно-обувная промышленность, 1970, № 7, с. 60.
3. Владычина С. В., Хелевин Р. Н., Штерн И. А. и др. Повышение морозостойкости композиции из ПВХ и эластомеров. — Кожевенно-обувная промышленность, 1976, № 3, с. 56—58.
4. Благоева С. Н., Самойленко Д. Н., Пигута И. К. Морозостойкие трудно-сгораемые пленочные покрытия. — Кожевенно-обувная промышленность, 1976, № 7, с. 39—40.
5. Репина Н. С., Шапошникова Т. К., Антхак В. К., Ильин С. Н. Сварка полимерных материалов. — Кожевенно-обувная промышленность, 1975, № 6, с. 54—56.

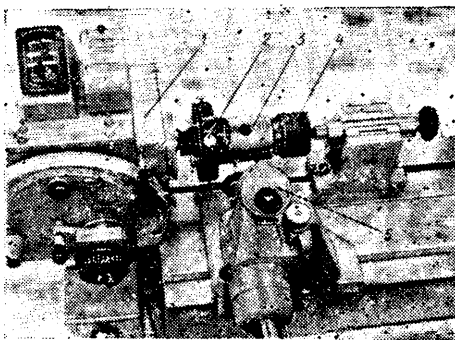
Канд. техн. наук Б. Б. БОБОВИЧ
НИИАТМ

ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ КОНТРОЛЯ КРУГЛОСТИ ИЗДЕЛИЙ НА ОПТИЧЕСКОЙ ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ГОЛОВКЕ ТИПА РЗ

В СВЯЗИ с повышенными требованиями к точности изготовления и контроля изделий, являющихся телами вращения или содержащих поверхности вращения, разработано специальное приспособление, которое в комплексе с оптической делительной головкой 1 типа РЗ фирмы К. Цейсс и горизонтального длиномера 5 типа КИЗ-2 (см. рисунок) позволяет определять некруглость изделий после их изготовления, геометрические параметры кулачков, а также может быть использовано для контроля геометрических параметров головки и юбки поршня различных автомобильных двигателей.

Это приспособление позволяет быстро устанавливать контролируемое изделие, удобно в эксплуатации, обес-

печивает стабильность и необходимую точность показаний. Оно может быть применено в автомобильной промыш-



ленности при линейно-угловых измерениях.

Приспособление состоит в основном из двух узлов: планшайбы 2 для центрирования изделий и пиноли задней бабки 4, служащей для фиксации контролируемого изделия на планшайбе.

Внедрение приспособления позволило измерять некруглость ряда изделий, являющихся телами вращения, а также геометрические параметры юбки и головки поршня 3 двигателя М-412 с необходимой для этого точностью.

В. В. МЕДВЕДЕВ

Уфимский моторостроительный завод

УДК 621.002.2

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Способ листовой штамповки лазером

Ф ИРМОЙ Trumpf (ФРГ) применяется способ листовой штамповки с помощью лазера для обработки деталей толщиной до 4 мм.

Пресс для вырубки лазером представляет собой обрабатывающий центр, объединяющий обычную вырубку с усилием 180 кН и вырубку лазером. Это позволяет изготавливать крупные детали, требующие применения специальных штампов, штампов крупных размеров, а также максимального усилия вырубки.

Детали закрепляются в координатной направляющей и с помощью системы ЧПУ перемещаются к соответствующей позиции. Смена штампов на этой машине осуществляется полуавтоматически за 7 с с помощью кассеты. На этом прессе в листе толщиной 3 мм получают отверстия диаметром 50 мм плоским, а диаметром 35 мм — наклонным пуансоном.

Исходная мощность лазера 500 Вт.

Лазерный луч толщиной 12 мм преломляется с помощью двух зеркал и подводится через стальную трубку к лазерной вырубной головке, которая имеет фокусирующее устройство, с помощью которого лазерный луч собирается в точке прижога диаметром до 0,2 мм.

Листовая штамповка лазером имеет существенные преимущества по сравнению с другими видами штамповки, например большую скорость, высокую точность, минимальную допустимую микронеровность поверхности.

Werkstatt und Betrieb, сентябрь, 1979, № 9, с. 686—688.

Центр с ЧПУ для обработки листового материала

Новый обрабатывающий центр «Trumpf 300 top» с ЧПУ, созданный фирмой Trumpf (ФРГ), имеет устройство смены штампов оригинальной конструк-

ции. Это значительно снижает время смены штампов по сравнению с revolverным прессом.

Такое преимущество достигается благодаря использованию двух стабильных креплений штампов: пока в работе находится одно крепление, в другом происходит смена штампов. Для этого нет необходимости в сверхбыстром устройстве с электронно-управляемым сервоприводом, достаточно использовать устройство смены штампов из стабильных конструктивных элементов.

Процесс переключения осуществляется автоматически.

Использование двух штампов позволяет сократить переключение на 40%.

Техническая характеристика обрабатывающего центра приведена ниже:

Максимальная толщина листа в мм	10
Максимальный диаметр вырубки в листе толщиной до 3,5 мм в мм	105
Рабочий диапазон в мм	1300—2000

Maschine+Werkzeug, октябрь, 1979, № 23, с. 53.

Двухстоечный кривошипный пресс «PKDZ 160» для изготовления деталей из листового материала

На предприятии VEB Golha совместно с комбинатом VEB Umformtechnik Herbert Warnke (ГДР) создан двухстоечный кривошипный пресс «PKDZ 160», предназначенный для получения отверстий, вырубки, гибки и вытяжки.

Для обработки громоздких или длинных узких деталей используется отдельный автоматизированный пресс, а для последовательной обработки деталей меньших размеров пресс встраивается в автоматическую линию.

Станина пресса представляет собой цельную сварную конструкцию из стальных пластин. Внутренние стенки боковых стоек имеют специальную дисковую фор-

му, благодаря чему повышается коэффициент пружинения.

Пресс оснащен двумя предохранительными устройствами в ползуне, представляющим собой жесткую коробчатую сварную конструкцию.

Техническая характеристика прессы приведена ниже:

Номинальное усилие в кН	1600
Ход ползуна в мм	250
Число ходов ползуна в минуту	20 или 50
Наибольшее расстояние между столем и ползуном в его нижнем положении в мм	600
Размеры стола в мм	2000×950
Размеры ползуна в мм	1400×800
Масса прессы в т	21,5

Fertigungstechnik und Betrieb, октябрь, 1979, № 10, с. 628—630.

Автоматическая линия горячей штамповки для изготовления труб задних осей автомобилей и конических редукторов

Автоматическая линия горячей штамповки, созданная фирмой Lasco, Langenstein+Schemann AG (ФРГ), предназначена для изготовления труб задних осей легковых автомобилей. При этом масса труб составляет 26 кг, наружный диаметр фланца 210 мм, наружный диаметр трубы 115 мм, внутренний 70 мм, общая длина 400 мм.

Изготовление деталей происходит в следующем порядке.

С помощью автоматизированного устройства индуктивно нагретые заготовки закладывают в штампы для закругления кромок и высадки, а также в штамп для предварительной прошивки.

Затем деталь поступает во второе автоматизированное устройство, которое перемещает ее в комбинированный штамп для пробивания отверстий и выдавливания и в заключение перестает деталь в штамп с быстроходным ковочным молотом.

После окончательной штамповки деталь выталкивается с помощью гидравлического выбрасывателя, ее захватывает третье автоматизированное устройство и закладывает в штамп прессы для удара облоя.

На заключительном этапе деталь подвергается термообработке.

Blech, Rohre, Profile, август, 1979, № 8, с. 466.

Новая технология изготовления порошковых деталей из инструментальных сталей

Использование порошковой металлургии позволяет получить более сложные сплавы.

Фирма Amsted Research Labs предлагает новую технологию изготовления порошковых деталей, обладающих высокой твердостью, из сталей. Детали могут иметь размеры 381×381×50 мм. По данной технологии можно изготавливать детали для автомобильной, химической и пищевой промышленности. Порошок прессуют на механических прессах, а затем спекают в вакуумной камере. Полученные детали имеют заданную твердость. Фирма изготавливает детали топливного насоса дизеля, заготовки для режущих инструментов и др.

American Machinist, сентябрь, 1979, т. 123, № 9, с. 150.

Промышленные роботы модульной конструкции для точечной сварки деталей кузовов легковых автомобилей

Роботы, созданные фирмой Sciaky SA, Vitry (Франция), предназначены для выполнения точечной сварки деталей кузовов легковых автомобилей.

Позиционирование рабочих органов производится при замкнутой цепи регулирования. При этом с помощью сервоклапанов регулируются ускорение и замедление. Сервоклапаны последовательно соединены с двигателем и оснащены кодирующими устройствами для позиционирования. В зависимости от назначения эти устройства могут быть аналогового или числового типа. Программирование производится с помощью запоминающего устройства способом «Teach Learn». Движение рабочих органов робота осуществляется по шести осям. Максимальная грузоподъемность в горизонтальной плоскости составляет 80 кг,

в вертикальной 60 кг. Допуск на воспроизводимость позиционирования головки механической руки ± 1 мм.

Werkstatt und Betrieb, август, 1979, № 8, с. 510.

Современные методы окраски пластмассовых деталей автомобиля

Наиболее употребительными пластмассами в автомобилестроении являются стекловолоконные пластмассы (GFK), полиуретановые эластомеры (PUR), полипропилен (EPDM) и ABS.

Стекловолоконные пластмассы GFK используются для изготовления кузовов, фургон, кабин водителей, капотов двигателя, ветроотражателей, пустотелых крыш, крыльев в секторе грузового автомобилестроения и для изготовления специальных кузовов, амортизаторов, деталей вентиляционных установок.

Предварительная обработка этих деталей перед окраской заключается в промывке разделительного вещества (смазки), дополнительной подшлифовке, промывке, шпатлевке раковин полиэфиром. Окраска включает следующие операции: 1) нанесение грунта и шпатлевки «Percoatex» с сушкой в течение 60 мин при 60°C; 2) нанесение серозеленой краски «Reamin» с сушкой в течение 60 мин при 60°C; 3) промежуточное шлифование или окраска после 60 мин мокрым по мокрому способом «Permacel» или «Permacron».

Полиуретановые эластомеры (PUR) используются для изготовления деталей передней и задней частей грузового и легкового автомобилей, бамперов и т. д. Предварительная обработка этих деталей перед окраской заключается в очистке веществом «Permaloid» и удалении дефектов поверхности эластичной шпатлевкой. Окраска состоит в нанесении реактивного прозрачного праймера «Priomat» слоем толщиной 1—2 мкм, а затем через 5—10 мин покрытия «Permacron» для повышения эластичности +30% «Permacron Elastic». При двухслойной окраске повышается эластичность только бесцветной краски.

Полипропилен используется для изготовления деталей крыльев и бамперов грузовых автомобилей, а также для изготовления амортизаторов, деталей задней и передней частей легковых автомобилей. Предварительная обработка деталей из пропиленов включает очистку ве-

ществом «Permaloid» и шпатлевку дефектов поверхности. Окраска состоит в нанесении прозрачного реактивного праймера «Priomat» слоем толщиной 1—2 мкм, затем через 5—10 мин покрытия «Permacron», улучшающего пластичность (Permacron +30 Permacron Elastic).

Пластмассы ABS применяются для изготовления решеток радиаторов (Даймлер-Бенц, Форд, Фольксваген), светосигнальных приборов (Даймлер-Бенц). Предварительная обработка этих деталей включает обработку мягкими растворителями, например веществом «Permal» для удаления силикона.

Fahrgang+Narserie, сентябрь, 1979, № 9, с. 78—80.

Химическое никелирование способом «Kanigen»

Фирма Oberflächentechnik (ФРГ) изменяет способ химического никелирования Ni—P («Kanigen»). Электролит состоит из раствора сульфата никеля, гипофосфита натрия в качестве восстановителя, органических комплексобразователей (оксикислоты), ускорителей, стабилизаторов и буферных веществ.

Особое внимание уделяется соблюдению значения pH, влияющего на осаждение покрытия. Это осуществляется с помощью автоматического дозирующего устройства ванны. Скорость осаждения составляет 20 ± 5 мкм/ч. Равномерность осаждаемого покрытия «Kanigen» составляет 5%. Покрытие состоит из 93—95% Ni и 5—7% P. Твердость покрытия 550 дан, после термообработки — 1000 дан.

Детали с нанесенным покрытием «Kanigen» могут сразу подвергаться хромированию или механической обработке. При определенных условиях возможны сварка или пайка деталей с покрытием «Kanigen». Коррозионная стойкость покрытий «Kanigen» не ниже, чем гальванических. Нанесение покрытий «Kanigen» возможно на черных и цветных сплавах (например, алюминии и меди), а также на пластмассах, хотя теплостойкость последних ограничена 96°C. Способ химического никелирования «Kanigen» применяется в машиностроении для покрытия цилиндров, поршней, зубчатых колес с целью повышения износо- и коррозионной стойкости.

Blech, Rohre, Profile, октябрь, 1979, т. 26, № 10, с. 533—535.



М. М. Вихерт и М. В. Мазинг. Топливная аппаратура автомобильных дизелей. Конструкция и параметры. М.: «Машиностроение», 1978.

В РЕЦЕНЗИРУЕМОЙ книге изложены материалы по топливноподающей аппаратуре дизелей, которые представляют безусловный интерес для специалистов, работающих в области дизелестроения.

Книга состоит из шести глав, в которых рассмотрено влияние параметров топливноподающей аппаратуры на рабочие по-

казатели дизеля; изложены требования к топливноподающей аппаратуре; приведены данные по конструкции, методам подбора и расчета основных агрегатов системы: топливных насосов высокого давления, форсунок, а также топливopодкачивающих насосов, автоматических муфт изменения момента начала подачи топлива, корректоров цикловой подачи и пневмокорректоров, используемых для дизелей с турбонаддувом. Представляют практический интерес подробные данные по размерам и параметрам основных элементов топливных насосов высокого давления и форсунок. Эти оведенные в таблицы данные могут быть практически использованы для выбора и предварительно-

го определения размеров агрегатов топливopодающей системы в новых создаваемых или модернизируемых дизелей перед последующим машинным расчетом системы.

Представляют интерес разделы книги, в которых рассмотрено влияние упругих деформаций деталей на работу агрегатов топливopодающей системы и системы в целом и проведен анализ процесса топливopодача при работе с эмульсионной форсункой, применяемой для некоторых дизелей и обеспечивающей их высокие технико-экономические показатели.

Очевидно, из-за ограниченного объема книги авторы не привели материалов по топливным насосам высокого давления распределительного типа, которые в последнее время используются для особо быстроходных малолитражных дизелей массового производства, в частности фирмы Фольксваген.

Книга предназначена для инженерно-технических работников как автомобильной, так и тракторной промышленности.

Канд. техн. наук О. М. МАЛАШКИН
НАТИ

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113:621.436.03

Исследование комбинированной системы очистки масла в дизелях ЯМЗ. Артемьев В. А., Григорьев М. А., Ефремов В. Н. — Автомобильная промышленность, 1980, № 4.

Приведены результаты применения комбинированной системы смазки на дизелях, выявлены мероприятия, позволяющие уменьшить старение масла, загрязнение двигателя, увеличить срок службы до замены фильтрующих элементов фильтра и т. д. Табл. 1. Рис. 5. Библ. 3.

УДК 629.113:621.431.74

Использование регрессионных моделей при исследовании переходных процессов работы двигателей внутреннего сгорания. Руктешель О. С., Таубес Л. Е., Степанов Д. В. — Автомобильная промышленность, 1980, № 4.

Указан порядок составления и приведены регрессионные уравнения моментов дизеля ЯМЗ-238Н, его компрессора и турбины, а также относительных скоростных характеристик момента и часового расхода топлива карбюраторных двигателей. Рис. 1. Библ. 6.

УДК 629.113.004

Определение момента сопротивления на ведущем колесе при движении автомобиля через единичную неровность. Полунгян А. А., Белобров В. П., Фоминых А. Б., Кондрашкин С. И. — Автомобильная промышленность, 1980, № 4.

Рассмотрен процесс формирования момента на ведущем колесе при переезде единичной неровности синусоидального профиля. Получено выражение момента сопротивления движению ведущего колеса. Приведены результаты теоретических расчетов. Дается сравнение полученных результатов с экспериментальными исследованиями. Рис. 5. Библ. 4.

УДК 629.118.6:004

Определение приведенной жесткости подвески ведущего колеса мотоцикла. Галевский Е. А., Блинов Е. И., Кузнецов В. Т. — Автомобильная промышленность, 1980, № 4.

Приведены аналитические зависимости и рассмотрено влияние геометрических параметров направляющего элемента подвески и тяговой силы на приведенную к оси ведущего колеса мотоцикла жесткость в вертикальном направлении. Табл. 2. Рис. 3.

УДК 629.113-592.64

Исследование инерционности тормозных механизмов как звеньев антиблокировочных систем. Спирин А. Р., Гуревич Л. В., Меламуд Р. А. — Автомобильная промышленность, 1980, № 4.

Изложена методика и описано экспериментальное оборудование для определения инерционности тормозных механизмов анализом их частотных характеристик. Установлено, что тормозные механизмы с кулачковым разжимным устройством колодок не обладают выраженным резонансом, их жесткостные характеристики нелинейны и им свойственна существенная инерционность, которая должна учитываться при разработке антиблокировочных систем. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.004

Влияние чувствительности автомобиля к повороту руля на управляемость и устойчивость движения. Носенков М. А., Бахмутский М. М., Торно В. М. — Автомобильная промышленность, 1980, № 4.

Изложены результаты исследований влияния чувствительности автомобиля к повороту руля на его управляемость. Даны выводы о необходимости повышения кинематической чувствительности автомобилей к повороту руля в случае возможности ограничения усилия на рулевом колесе и желательности ограничения недостаточной поворачиваемости автомобилей. Табл. 1. Рис. 1. Библ. 5.

УДК 621.314.6.025.1:621.355.001.24

Стабилизированный зарядный выпрямитель. Захаров Б. А. — Автомобильная промышленность, 1980, № 4.

Предложена схема управляемого выпрямителя для зарядки аккумуляторов асимметричным током, которая позволяет уменьшить время зарядки и увеличить зарядную емкость батарей при низких температурах. Рис. 2. Библ. 6.

УДК 621.78.019.9

Влияние термообработки на точность размеров деталей. Лепихов В. Г., Шнишков С. Е. — Автомобильная промышленность, 1980, № 4.

Приведены методика и результаты исследования влияния термообработки на точность диаметров отверстий и желоба подшипниковых колец 307.02. Некруглость отверстия и желоба колец при термообработке увеличивается в 3—4 раза по сравнению с исходной. Рис. 3.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Согласно ГОСТ 7.1—76 при подготовке материала для опубликования следует в приставном списке литературы наряду с фамилией автора (или коллектива авторов) и названием книги или статьи указывать: город, где издана книга, издательство (или название журнала); год издания, общее количество страниц книги (или страницы, на которых напечатана статья).

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор А. Снастина

Сдано в набор 7.02.80.

Подписано в печать 8.04.80.

Т-06652.

Формат 60×90¹/₈. Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0.

Уч.-изд. л. 8,7.

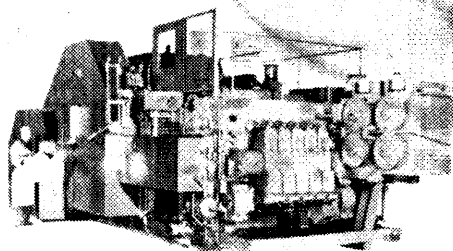
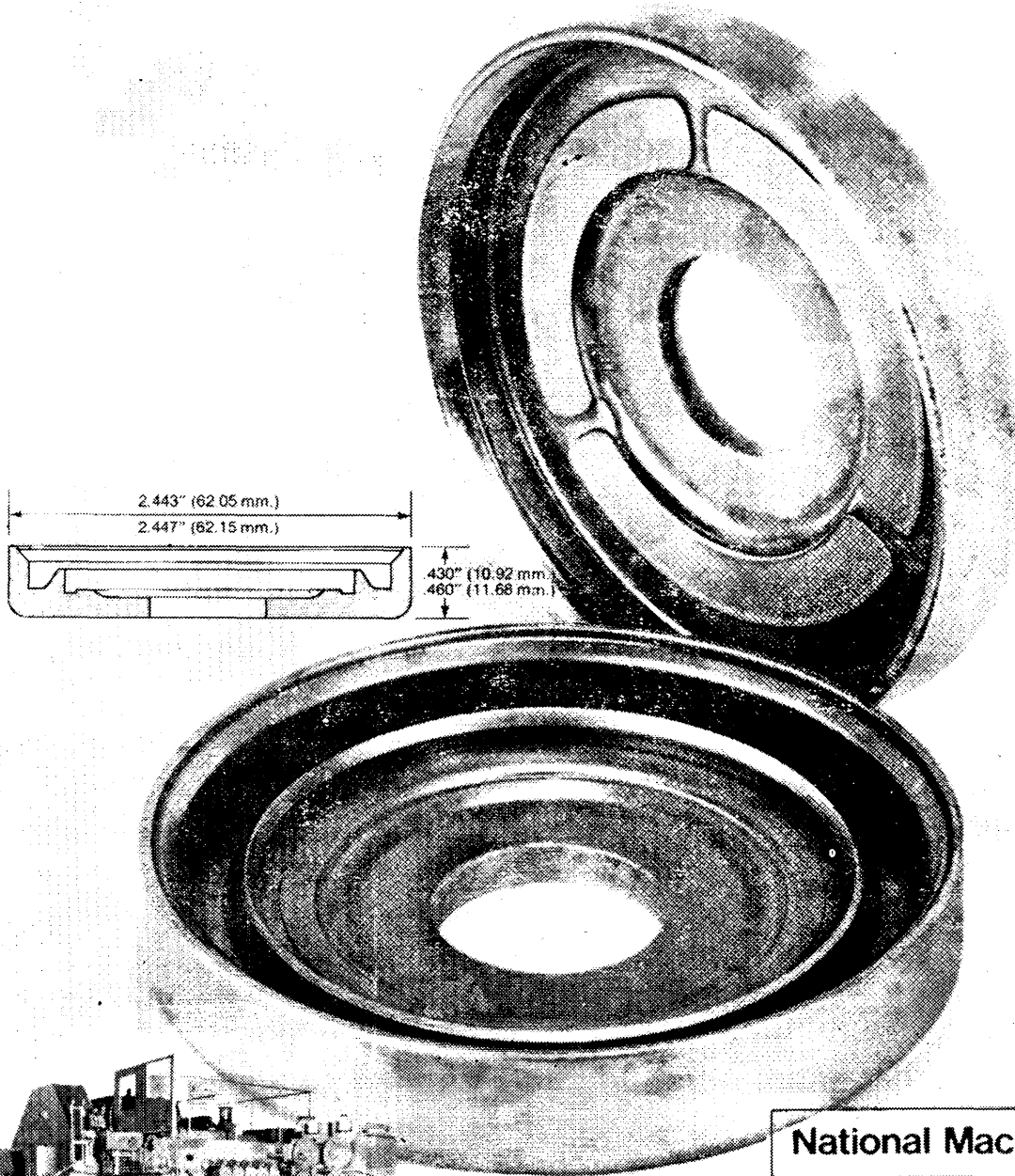
Тираж 14453

Заказ 104.

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 423 и 427
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

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

Точная холодная штамповка - 2700 деталей в час



National Machinery

В настоящее время Вы можете получить холодной штамповкой точные детали с весьма жесткими допусками.

Допуск на диаметр центрального отверстия, а также допуск на внутренний и наружный диаметры этой крышки находятся в пределах 0,065 мм. С помощью транспортного устройства заготовки толщиной 6,3 мм, имеющие отверстие, подаются на пять матриц холодноштамповочного пресса и точно штампуются.

Преимущества холодной штамповки:

- высокая производительность;
- небольшие капитальные расходы;
- небольшая стоимость монтажных работ.

Сообщите нам о Ваших пожеланиях!

NATIONAL MACHINERY CO. TIFFIN, OHIO
USA 44883

СОЕДИНЕННЫЕ ШТАТЫ АМЕРИКИ
NATIONAL MACHINERY GMBH 8500 NÜRN-
BERG, REGENSBURGER STR. 420, POSTBOX
3341

ФЕДЕРАТИВНАЯ РЕСПУБЛИКА ГЕРМАНИИ
ФРГ. КОНСТРУКТОРЫ И ИЗГОТОВИТЕЛИ
ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ГОРЯЧЕЙ И
ХОЛОДНОЙ ШТАМПОВКИ

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.
Запросы на проспекты и каталоги направляйте по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707—80/111/3.
В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»