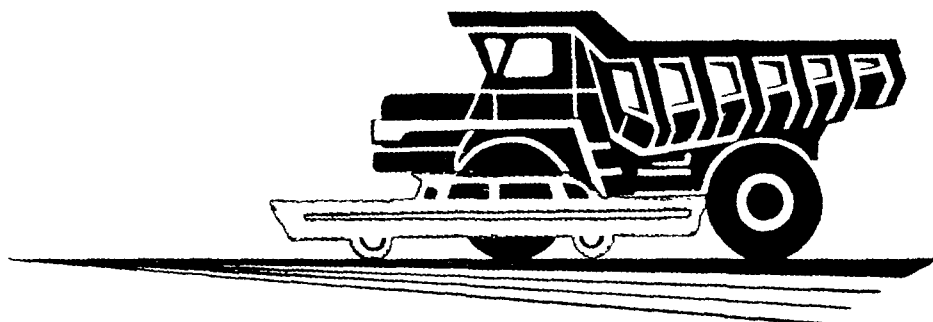


А **ВТОМОБИЛЬНАЯ** **ПРОМЫШЛЕННОСТЬ** **1979**

11



СОДЕРЖАНИЕ

Е. А. Устинов, Н. Я. Лирман, В. А. Кузин — Развитие автомобильной промышленности в первой пятилетке	1
---	---

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

Е. В. Шатров, А. Ю. Раменский, В. М. Кузнецов — Исследование мощностных, экономических и токсических характеристик двигателя, работающего на бензоводородных смесях	3
И. Г. Баранник, И. М. Опарин — Применение электронных систем зажигания на автомобилях	5

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

В. М. Лобова, Р. К. Фотин, Ф. В. Гринштейн, Ю. С. Чухустов — Исследование динамических характеристик кузовов при испытаниях легковых автомобилей на безопасность	6
А. А. Захаров, В. Н. Белокуров, М. Н. Закс — Использование метода моделирования связей при расчете автомобильных рам	8
Н. В. Диваков, А. Н. Стрельников, И. Е. Муратов, В. И. Ярмач — Влияние автоматического сцепления на суммарную частоту вращения коленчатого вала двигателя мотоцикла «Днепр МТ-10»	12
В. В. Балашов, С. Л. Бартенев, В. А. Смирнов — Влияние дополнительных аэродинамических устройств на аэродинамические характеристики масштабной модели автомобиля	14
Л. А. Румянцев — Исследование динамических нагрузок в трансмиссии при включении сцепления в диапазонной гидропередаче	15
И. В. Балабин, А. Б. Белослюдов, А. В. Кнороз, А. А. Логунов, А. М. Ракляр, А. Т. Сапожников — Стенд для испытаний пневматических шин	18
П. Л. Браильчук, В. В. Таболин, В. Г. Барвинок, В. С. Титаренко, А. Ф. Жигарь — К вопросу ускоренных стендовых испытаний агрегатов трансмиссии автомобилей на теплонагруженность	20
В. А. Мищенко, В. М. Кириллов, М. М. Дижур, Г. Н. Копнин, А. А. Сысоев — О работоспособности и надежности сигнальных ламп грузовых автомобилей	21
Н. В. Родзевич — О влиянии угла излома карданного вала на долговечность подшипников	24

ТЕХНОЛОГИЯ

В. Н. Бутов, Ю. Б. Ярхов — Технология массового производства тентов из синтетических материалов для автомобилей КамАЗ	25
А. Т. Быкадоров, Г. В. Бунатян — Новые технологические процессы при изготовлении холодновысадочного инструмента	27
В. Г. Масленников, Ю. В. Глухова, В. П. Залетова — Сварные предварительно обжатые резинометаллические шарниры	29
В. В. Красников, В. В. Скотников, А. Н. Белов — Влияние прокаливаемости стали на деформацию шестерен в процессе химико-термической обработки	31

ИНФОРМАЦИЯ

А. А. Невелев, Ф. Н. Колесников — Некоторые вопросы технологии, организации производства и экономики автомобильной промышленности Японии	32
В. А. Осипов — Современный автомобильный радиоприемник	35
В. Е. Тольский — Отраслевая школа по проблеме шума и вибраций автомобилей	37
Е. А. Устинов, В. А. Кузин — Конструктор первых советских грузовых автомобилей	38
Новости в технологии машиностроения за рубежом	38
Рефераты статей	39

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечевистов, 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. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева Корректор А. П. Озерова
Сдано в набор 07.09.79. Подписано в печать 24.10.79. Т-18153.
Формат 60×90¹/₈. Печать высокая. Уел. печ. л. 5,0. Уч.-изд. л. 8,5.
Тираж 15 360 экз. Зак. 3213
Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

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

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

11
НОЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1979

Год издания XLV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113.001

Развитие автомобильной промышленности в первой пятилетке

(К 50-летию первого пятилетнего плана развития народного хозяйства)

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

Министерство автомобильной промышленности, НИИАвтопром, НИИТавтопром

ГЛАВНАЯ задача первой пятилетки социалистического государства состояла в построении фундамента социалистической экономики, в укреплении обороноспособности страны, превращении СССР из аграрной в развитую индустриальную державу.

Коммунистическая партия в борьбе за создание основ социалистической экономики считала своей первейшей задачей укрепление планового руководства народным хозяйством страны. Этим важнейшим вопросом было уделено особое внимание на проходившей в Москве 23—29 апреля 1929 г. XVI Всесоюзной партийной конференции, которая рассмотрела и одобрила первый пятилетний план развития народного хозяйства СССР.

На состоявшемся в мае 1929 г. V съезде Советов СССР рассмотренный и утвержденный пятилетний план получил силу Закона.

В постановлении ЦК КПСС «О 50-й годовщине первого пятилетнего плана развития народного хозяйства СССР» отмечается, что это был первый комплексный план, в котором было дано научное обоснование темпов и пропорций экономического и социального развития страны.

В основу разработки первой пятилетки были положены идеи В. И. Ленина о формах и методах управления народным хозяйством. План первой пятилетки, составленный по Директивам XV съезда партии, являлся руководящим хозяйственно-политическим документом, законом для всех звеньев производственной деятельности. Таким образом, первая пятилетка — родоначальница славной плеяды советских пятилеток.

Первый пятилетний план развития народного хозяйства на 1929—1933 гг. предусматривал широкую программу экономического и культурного строительства в стране. Сумма капитальных вложений в народное хозяйство составляла 64,6 млрд. руб., тогда как за предыдущее пятилетие было вложено 26,5 млрд. руб. Из общей суммы капитальных вложений на нужды промышленности предназначалось 19,1 млрд. руб., причем 78% этих затрат должны были пойти на производство средств производства. По тому времени эти средства были огромными (за предыдущее пятилетие капитальные вложения в промышленность были почти в 4 раза меньше)¹. В итоге выполнения первого пятилетнего плана в промышленность было вложено не 19,1 млрд. руб., а 24,8 млрд. руб. Вложение огромных средств в капитальное строительство и прежде всего в тяжелую индустрию вело к значительному увеличению промышленной продукции. К концу пятилетки она должна была увеличиться в 2,8 раза, а продук-

ция тяжелой индустрии — в 3,3 раза. Намечалось за пятилетие повысить производительность труда в промышленности на 100% и значительно снизить себестоимость промышленной продукции. Это позволяло довести удельный вес социалистического сектора в народном хозяйстве за пятилетие до 92%.

Первый пятилетний план, принятый XVI конференцией ВКП(б), был рассчитан на дальнейшее укрепление союза рабочих и крестьян. В решении конференции была поставлена задача подъема сельского хозяйства, развития его по пути колхозного строительства.

Советский народ с огромным энтузиазмом и энергией приступил к выполнению первого пятилетнего плана. Десятки тысяч людей поехали на стройки первых крупнейших предприятий социалистической индустрии и прежде всего энергетических объектов, машиностроительных предприятий, химических, металлургических заводов, без которых было невозможно осуществление индустриализации страны.

По призыву партии развернулось массовое социалистическое соревнование под лозунгом «Пятилетку — в четыре года». На заводах и фабриках создавались ударные хозрасчетные бригады, ударничество и движение за принятие встречных планов принимало повсеместный характер. Одновременно развернулась большая работа по подготовке кадров массовых специальностей. В результате огромной работы партии в массах первая пятилетка была выполнена досрочно за четыре года и три месяца.

Партия и правительство уделяли большое внимание развитию советского автомобилестроения, ибо видели в нем мощное перспективное средство для решения транспортной проблемы в стране.

В 1924 г. в трудных условиях хозяйственной разрухи, несмотря на отсутствие опыта в производстве автомобилей, нехватку оборудования и материалов, рабочие завода АМО, преисполненные горячим желанием достойно встретить великий пролетарский праздник, выпустили к седьмой годовщине Октября первые десять автомобилей отечественного производства. Эти автомобили в торжественной обстановке прошли 7 ноября 1924 г. по Красной площади Москвы, возвестив зарождение советского серийного автомобилестроения, начало планового производства автомобилей на социалистическом предприятии.

Первая пятилетка явилась новым этапом в развитии советского автомобилестроения. Она положила начало организации массово-поточного производства автомобилей в нашей стране.

В годы первого пятилетнего плана осуществлялось строительство крупнейшего в стране автогиганта в Нижнем Новгороде

¹ КПСС в резолюциях и решениях съездов, конференций и пленумов ЦК. Ч. II. М., Политиздат, 1970. с. 569—570.

(г. Горький), реконструкция Московского завода АМО на выпуск 25 тыс. автомобилей в год при работе в одну смену, создание в Москве шарикоподшипникового завода проектной мощностью 24 млн. подшипников в год, реконструкция Ярославского автозавода.

Одновременно создавались два временных сборочных производства: в Нижнем Новгороде (с использованием строения завода «Гудок Октября») Автосборочный завод № 1 и в Москве Автосборочный завод № 2 (затем — завод им. КИМ, ныне Автозавод им. Ленинского комсомола). Производительность первого завода была рассчитана на сборку 12 тыс. автомобилей в год, а второго — на сборку 24 тыс. автомобилей в год. Эти заводы были предназначены для сборки автомобилей из импортных деталей в период до пуска гиганта в Нижнем Новгороде и для обучения и подготовки специалистов. Автосборочный завод № 1 был пущен в феврале 1930 г.

В 1929 г. на окраине Москвы началось сооружение Автосборочного завода № 2. В 1930 г. комсомольцы выступили инициаторами борьбы за досрочное окончание стройки и завершение ее к празднику Октября. Накануне тринадцатой годовщины Великой Октябрьской революции состоялся торжественный пуск завода — одного из первенцев первой пятилетки, которому присвоили имя КИМ. Со сборки автомобилей ГАЗ-А началась славная история автозавода, носящего ныне имя Ленинского комсомола.

Трудно было назвать реконструкцией грандиозные работы по расширению завода АМО. На заводе в невиданно короткие сроки было развернуто строительство корпусов для новых цехов, в том числе кузнечного и литейного. Были расширены и надстроены старые здания, смонтировано большое число нового оборудования — станков, прессов, молотов, нагревательных печей. На всех этапах строительства партия и правительство очень внимательно рассматривали вопросы реконструкции Московского автозавода.

В период перестройки и расширения завод АМО не сворачивал производства автомобиля АМО-Ф15, которое продолжалось до ноября 1931 г., когда закончилась реконструкция и начался выпуск автомобилей АМО-3 грузоподъемностью 2,5 т. Эта модель грузового автомобиля была принята к производству в новых цехах как наиболее отвечающая условиям эксплуатации в нашей стране.

Автомобили АМО-3 комплектовались вначале из агрегатов различных зарубежных фирм. Производство всех этих агрегатов на заводе АМО осваживалось постепенно, и к осени 1931 г. автомобили собирали уже целиком из отечественных деталей.

Партия придавала реконструкции завода АМО большое значение, контролируя ход работ и оказывая постоянную помощь в строительстве. В июне 1931 г. ЦК ВКП(б) дважды слушал вопрос о реконструкции завода. 30 июня 1931 г. Политбюро ЦК ВКП(б) приняло специальное решение по уточнению сроков строительных работ. На заводе неоднократно бывали руководители партии и правительства. Часто посещал завод и оказывал ему много внимания и помощи председатель ВСНХ СССР Г. К. Орджоникидзе.

1 октября 1931 г. состоялось торжественное собрание, посвященное окончанию реконструкции завода. Выступая на нем, Г. К. Орджоникидзе сказал, что произведена не простая реконструкция, а на месте старого завода построен совершенно новый гигант. 25 октября 1931 г. с конвейера Московского автозавода сошли первые 27 автомобилей. Если раньше завод выпускал через каждые 4 ч автомобиль, то после реконструкции с главного конвейера завода через каждые 4,2 мин сходил автомобиль. До реконструкции на заводе работало 1798 человек, а после реконструкции — 19329 человек. За первый год работы завод выпустил 15052 грузовых автомобиля и 97 автобусов АМО-4.

Большую роль в реконструкции Московского автозавода сыграл его директор, видный хозяйственный и государственный деятель И. А. Лихачев. Ввод в действие реконструированного завода АМО и двух автосборочных заводов позволил в 1931 г. увеличить количество автомобилей в автопарке страны до 29 тыс. Из этого числа 95% составляли автомобили отечественного производства.

Одновременно шло строительство автозавода в Нижнем Новгороде. Близость Волги, протекающей через наиболее развитые в индустриальном отношении районы страны, позволяла доставлять сырье и отправлять готовую продукцию водным транспортом. Население расположенных вокруг городов могло работать на заводе. На Второй Нижегородской конференции ВКП(б) в июне 1930 г. В. В. Куйбышев говорил, что экономические преимущества Нижегородского края общеизвестны — здесь должен быть создан центр машиностроения благодаря огромному опыту по переработке металлов и наличию квалифицированных кадров. Подготовка строительной площадки нача-

лась 13 августа 1929 г., а 2 мая 1930 г. состоялась торжественная церемония закладки первого камня автогиганта.

31 мая 1929 г. в США между ВСНХ СССР и фирмой Форд мотор К° был заключен договор об оказании технического содействия в проектировании, строительстве, монтаже и пуске автозавода в Нижнем Новгороде.

К середине 1930 г. на строительной площадке работало свыше 5 тыс. человек. Партия и правительство придавали исключительно большое значение этой новостройке первой пятилетки. На завод приезжали В. В. Куйбышев и Г. К. Орджоникидзе. На собрании партийного актива завода Г. К. Орджоникидзе призвал весь коллектив завода приложить все усилия, чтобы сдать завод в установленные партией и правительством сроки. В ноябре 1931 г. значительная часть корпусов завода была готова для монтажа и отладки оборудования.

Завод был построен за 18 месяцев. Это был массовый подвиг строителей, монтажников, автостроителей. 1 января 1932 г. автозавод в Нижнем Новгороде вступил в строй действующих предприятий страны. 29 января 1932 г. с конвейера нового завода сошли первые 25 грузовых автомобилей ГАЗ-АА. С 1 апреля развернулся серийный выпуск автомобилей.

Завод начал работу в условиях широкой кооперации — значительная часть деталей поступала от 40 других заводов. 2 апреля 1932 г. ЦК ВКП(б) вынес постановление, направленное на быстрое освоение техники автомобильного производства и увеличение выпуска продукции. К концу года автозавод начал работать ритмично. В декабре 1932 г. с конвейера сошли первые легковые автомобили ГАЗ-А.

Для оснащения большого числа автомобилей, а также других изделий машиностроения необходимо было создать такую комплектующую отрасль, как подшипникостроение. Первый пятилетний план предусматривал создание собственного крупного предприятия для производства подшипников.

14 марта 1929 г. ВСНХ СССР принял решение о строительстве подшипникового завода в Москве. Начальником строительства был назначен А. М. Бодров.

10 сентября 1930 г. состоялась закладка завода. Трудно было с реализацией проекта, с поступлением строительных материалов и оборудования. В начале 1931 г. были заложены здания механосборочного, инструментального и кузнечного цехов. С весны 1931 г. начались усиленные строительные работы. Стройка Первого государственного подшипникового завода была объявлена первоочередной, ударной. Огромный энтузиазм царил на строительстве. В июне 1931 г. строители обратились с призывом к рабочим всех строек первой пятилетки с предложением организовать переключку и социалистическое соревнование между стройками.

19 января 1932 г. в 8 ч вечера были собраны первые 10 советских подшипников типа 203, направленные в подарок XVII Всесоюзной партийной конференции. Одновременно шел монтаж оборудования ряда цехов — термического, сепараторного, горячей штамповки. 29 марта 1932 г. нарком тяжелой промышленности СССР Г. К. Орджоникидзе подписал приказ, в котором отмечалось, что в течение одного года была построена и вступает в строй действующих предприятий первая очередь шарикоподшипникового гиганта.

В 1931 г. стал наращивать мощности шарикоподшипниковый завод в Москве, созданный до революции и находившийся до этого времени в иностранной концессии. Он был передан в ведение ВСНХ СССР и стал называться Второй государственный подшипниковый завод.

На подшипниках этого завода были собраны первые советские прокатные станы, буровые машины, автомобили, тракторы, сельхозмашины для первых в стране колхозов, а затем смонтированы звезды Московского Кремля, эскалаторы первой очереди метро.

В первой пятилетке активно развивался Ярославский автозавод (заложен в 1916 г.), где была начата реконструкция. Освоено производство автомобилей Я-5 и шасси Я-6. Завод выпустил первый трехосный автомобиль ЯГ-10 грузоподъемностью 8 т. За годы пятилетки выпуск автомобилей на этом заводе вырос в 6 раз. Вчетверо увеличилось число рабочих.

Одновременно с автозаводами создавались предприятия, комплектующие эти заводы различными изделиями, а также научно-исследовательская и проектная база автомобилестроения.

В 1929 г. был основан Ленинградский карбюраторный завод (ныне Ленинградский карбюраторно-арматурный завод им. В. В. Куйбышева) — пионер отечественного карбюраторостроения. Этот завод был специализирован по производству топливной аппаратуры для вновь создаваемой в стране тракторной, а затем и автомобильной промышленности.

В 1931 г. в г. Куйбышеве также начали строить карбюраторный завод (ныне Куйбышевский завод автотракторного электрооборудования им. А. М. Тарасова), который уже в 1934 г. дал

первый советский карбюратор для автомобилей, а затем стал выпускать автотракторное электрооборудование.

В НАМИ стали производить большие работы по разработке новых конструкций автомобильной техники. Институт принял активное участие в формировании первого пятилетнего плана в областях автомобилестроения, тракторостроения, зимнего транспорта. В области автомобилестроения велись работы по созданию автомобилей и мотоциклов различных типов, универсальных двигателей малой мощности, дрезин с двигателями воздушного охлаждения.

В начале первой пятилетки стал формироваться Гипроавтомпром — впоследствии крупнейшее проектное учреждение автомобилестроения.

Вступление в первой пятилетке в строй заводов автомобилестроения имело большое значение для дальнейшего развития автомобильной промышленности. Благодаря постоянной заботе партии и правительства автомобильная промышленность сегодня неузнаваемо изменилась, превратилась в одну из ведущих отраслей социалистической индустрии.

Автомобильная промышленность выпускает грузовые и легковые автомобили, прицепы и полуприцепы, автопогрузчики, мотоциклы, мопеды, велосипеды, автотракторное электрооборудование, подшипники и приборы для различных отраслей на-

родного хозяйства. К концу девятой пятилетки были выпущены грузовые автомобили 225 моделей и модификаций, легковые автомобили 62 моделей, автобусы 36 модификаций, прицепы и полуприцепы 47 типов; 14 крупных производственных объединений выпускают 70% всей промышленной продукции.

Автомобилестроители вносят большой вклад в укрепление материально-технической базы сельского хозяйства. Селу ежегодно поставляется много грузовых автомобилей и запасных частей к ним.

Автомобильная промышленность направляет свою продукцию более чем в 80 стран мира. Экспорт автомобилей в 1980 г. по отношению к 1970 г. увеличился.

Отечественная автомобильная промышленность сегодня — это высокотехнологизированное и автоматизированное производство, оснащенное новейшей техникой. Удельный вес продукции с государственным Знаком качества в общем объеме валовой продукции составляет 33,4%.

Славные трудовые традиции автомобилестроителей, зародившиеся в годы первых пятилеток, продолжают жить и успешно развиваться. Подводя итоги большого пути, пройденного за годы советских пятилеток, работники автомобильной промышленности намечают новые рубежи успешного решения задач, поставленных перед ними партией и правительством.



УДК 629.113:621.43.004

Исследование мощностных, экономических и токсических характеристик двигателя, работающего на бензоводородных смесях

Канд. техн. наук Е. В. ШАТРОВ, А. Ю. РАМЕНСКИЙ, В. М. КУЗНЕЦОВ

НАМИ

НА МОТОРНОМ стенде и беговых барабанах проведены экспериментальные исследования мощностных, экономических и токсических характеристик стандартного карбюраторного двигателя рабочим объемом $V_h = 2,5$ л и степенью сжатия $\epsilon = 8,2$, работающего на бензоводородных смесях.

Основной задачей этой работы было определение в топливно-воздушной смеси оптимального соотношения бензина, свободного водорода и воздуха, обеспечивающего наивыгоднейшее сочетание мощностных, экономических и токсических характеристик двигателя, а также проверку подобранной регулировки бензоводородной системы питания на стенде с беговыми барабанами.

На рис. 1 представлены регулировочные характеристики двигателя по составу смеси при полном открытии дроссельной заслонки и при частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин. Для сравнения на этом же графике показана оптимальная нагрузочная характеристика (кривая 1) двигателя при работе на бензине.

В процессе снятия каждой регулировочной характеристики при полном открытии дроссельной заслонки подача водорода G_{H_2} оставалась практически постоянной во всем диапазоне нагрузок. Мощность N_e двигателя изменялась только за счет регулирования расхода бензина. Для каждой последующей регулировочной характеристики подача водорода увеличивалась. Анализ полученных экспериментальных данных показал, что на режиме максимальной нагрузки подача водорода в двигатель не приводит к существенному улучшению экономических показателей и снижению выброса сработавшими газами токсичных компонентов. Вместе с тем значение максимальной мощности $N_{e \max}$ в зависимости от величины подачи водорода падает. Такое уменьшение мощности вызвано снижением расхода воздуха, вытесняемого объемом введенного в процессе впуска водорода, так как в этом случае снижение объемной теплотворной способности бензоводородовоздушной смеси в недостаточной мере компенсируется улучшением условий горения топливно-воздушного заряда. Так, значение максимальной мощности при подаче водорода 0,5 кг/ч снижается на 4%, а при подаче 0,8 кг/ч на 10%.

Вместе с тем на частичных нагрузках замещение бензина водородом дает ряд заметных преимуществ, улучшающих работу двигателя. В частности, введение в топливно-воздушную смесь

свободного водорода повышает его экономичность. Как видно из графика, увеличение количества свободного водорода r (в процентах по весу) в топливной композиции смещает максимальное значение η_e двигателя в сторону меньших нагрузок. Несмотря на то, что эта величина не превышает максимального КПД $\eta_{e \max}$ двигателя при работе на бензине, на частичных нагрузках ее значение выше η_e двигателя, работающего на бензине.

Наличие в камере сгорания свободного водорода расширяет пределы устойчивой работы двигателя по составу смеси. Например, качественное регулирование мощности возможно уже при добавке водорода 0,5 кг/ч. Однако в данном случае такая малая добавка улучшает экономические показатели двигателя только в узком диапазоне нагрузок. Расширить этот диапазон, как видно из рис. 2, можно за счет увеличения подачи водорода. Так, при расходе водорода 0,8 кг/ч увеличение η_e двигателя наблюдается уже в диапазоне 20—75%-ной нагрузки. Концен-

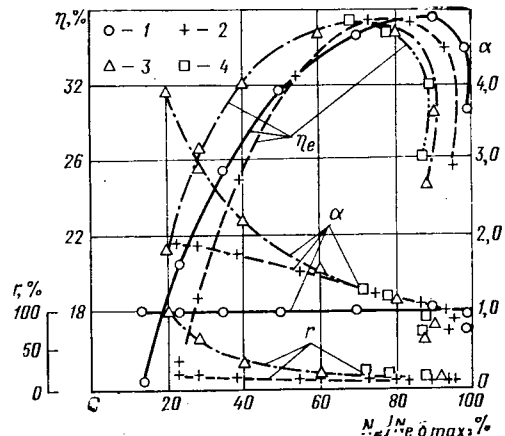


Рис. 1. Регулировочные характеристики двигателя по составу бензоводородной топливной смеси: 1 — нагрузочная характеристика при работе двигателя на бензине; 2, 3, 4 — регулировочные характеристики при добавке водорода соответственно 0,5; 0,8; 0,96 кг/ч

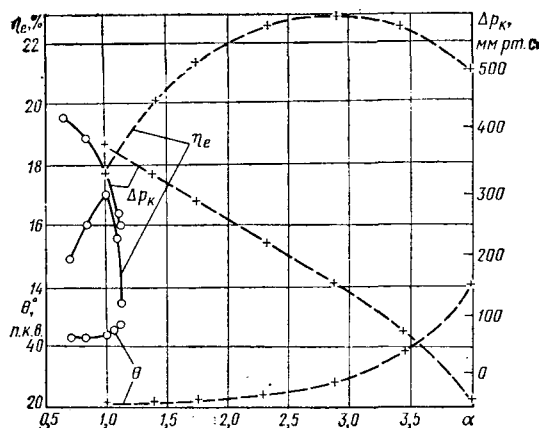


Рис. 2. Регулировочные характеристики двигателя по составу смеси при работе на бензине и водороде при постоянной нагрузке и частоте вращения коленчатого вала $n = 2000$ об/мин ($N_e = 20\% N_{e\text{бmax}}$)

трация водорода в данном случае изменялась от 100 до 10%, а максимальное значение коэффициента α избытка воздуха достигало 4. Вместе с тем увеличение подачи водорода свыше $0,8 \text{ кг/ч}$ приводит к появлению во впускном трубопроводе обратных вспышек, возникновение которых при расходе водорода, например $G_{H_2} = 0,96 \text{ кг/ч}$, позволяло изменять нагрузку двигателя только в диапазоне 70—100%.

Результаты эксперимента показали, что для обеспечения наилучшего сочетания экономических и токсических параметров по нагрузочным характеристикам необходимо строго определенное композиционное соотношение бензина, водорода и воздуха на каждом режиме работы двигателя. Например, при 20%-ной нагрузке и частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин наиболее целесообразно работу двигателя осуществлять на чистом водороде. Так, из приведенного на рис. 2 графика, показывающего зависимость η_e двигателя при работе на бензине (сплошные линии) и водороде (штриховые линии) от α , видно, что максимальное значение величины η_e при работе на водороде в 1,35 раза выше, чем на бензине. При этом наиболее экономичный состав топливно-воздушной смеси при работе на бензине соответствует $\alpha=1$, а на водороде $\alpha=3$. При работе двигателя на водороде η_e значительно зависит от состава смеси.

Представленные на графике зависимости разрежения Δp_k и угла опережения зажигания θ как функции от α позволяют в какой-то мере объяснить это явление. Известно, что угол опережения зажигания характеризует продолжительность горения топлива, а разрежение за дроссельной заслонкой — потери, связанные с процессом газообмена на впуске. При составе смеси с $\alpha=4$, что соответствует (рис. 1) качественному регулированию мощности, величина угла опережения зажигания равна 60° п.к.в. Это свидетельствует о чрезвычайно вялом горении топливно-воздушного заряда. Вследствие этого величина КПД двигателя, несмотря на практически полное отсутствие насосных потерь, ниже максимального значения. Обогащение смеси интенсифицирует процесс горения, что подтверждается умень-

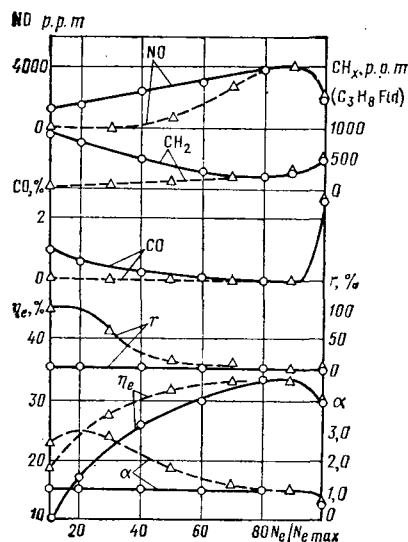
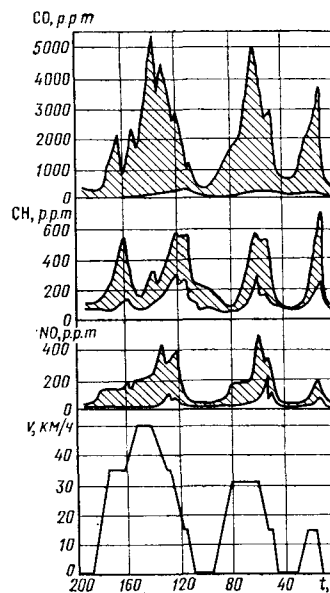


Рис. 3. Нагрузочные характеристики двигателя при работе на бензине (сплошные линии) и бензородородной топливной смеси (штриховые линии) $n = 2000$ об/мин

Рис. 4. Результаты испытания автомобиля на стенде с беговыми барабанами при работе на бензине и бензородородной смеси (v — скорость автомобиля на стенде в км/ч; t — время движения автомобиля при испытании на стенде в с)



шением угла опережения зажигания. Однако при разрежении за дроссельной заслонкой во впускной трубе свыше 200 мм рт. ст. потери на газообмен, несмотря на улучшение условий горения, оказывают решающее влияние. В результате этого экономические показатели двигателя ухудшаются. В процессе экспериментальных работ установлено, что наилучшее сочетание экономических и токсических характеристик двигателя на режимах малых нагрузок получено во время работы двигателя на водороде. При повышении мощности двигателя свыше $20\% N_{e\text{бmax}}$ необходимо начать подачу бензина, величину которого по мере повышения мощности нужно увеличивать. Расход водорода целесообразно уменьшать, исключая его полностью на режимах максимальной мощности.

Одна из нагрузочных характеристик двигателя ($n = 2000$ об/мин), полученная в соответствии с пределами регулирования бензородородовоздушной смеси (штриховые линии) по составу, приведена на рис. 3.

Для сравнения дана также нагрузочная характеристика двигателя, работающего на бензине (сплошные линии). Подача водорода в зависимости от нагрузки изменяется от 0 при полном открытии дроссельной заслонки до 100% на частичных нагрузках. Обеднение топливно-воздушной смеси при дросселировании происходит постепенно по мере увеличения весового содержания r в горючем заряде свободного водорода. Максимальное значение коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{max}} = 3$, что соответствует работе двигателя при 20%-ной нагрузке. Представленное на графике весовое соотношение бензина и водорода в смеси обеспечивает по нагрузочной характеристике наилучшие экономические и токсические показатели двигателя. Из графика следует, что КПД двигателя при 10—20%-ной нагрузке по сравнению с двигателем, работающим на бензине, увеличился в 2—1,41 раза.

Из полученных результатов видно, что режимы 10—20%-ной нагрузки при движении автомобиля в условиях интенсивного городского движения являются наиболее распространенными. Вследствие этого особо важным обстоятельством является практически полное отсутствие у бензородородного двигателя на этих режимах выброса с отработавшими газами токсичных веществ.

В результате применения водорода, расширяющего пределы эффективного горения топливно-воздушного заряда, можно решить одну из наиболее сложных проблем, имеющихся в карбюраторных двигателях, для которых необходимость работы при составах смеси, близких к стехиометрическому, приводит к увеличению выброса окислов азота, а чрезмерное обеднение бензородородной смеси способствует увеличению продуктов неполного сгорания углеводородного топлива (CH_x). В двигателе, работающем на бензородородном топливе, на частичных нагрузках возможно значительное обеднение топливно-воздушной смеси, при сгорании которой практически не образуется окислов азота. Одновременно с этим свободный водород, являясь мощным стимулятором горения топливно-воздушного заряда, сжигает продукты неполного сгорания бензина, значительно снижая выброс углеводородов.

Полученные на моторном стенде данные сопоставлены с результатами испытания автомобиля полной массой 2040 кг на стенде с беговыми барабанами по ОСТ 37.001.054—74 при его работе на бензине (заштрихованная часть на графиках) и бензородородной топливной смеси (рис. 4). Результаты эксперимента подтвердили справедливость высказанных ранее предположений. Действительно, при работе двигателя на бензородородном топливе токсичность отработавших газов уменьшилась.

В таблице приведено весовое содержание токсичных компонентов в отработавших газах при испытании автомобиля, работающего на бензине и бензородородной смеси, по циклу ОСТ 37.001.054—74 в сравнении с нормами на 1980 г.

Из представленных данных следует, что выброс токсичных компонентов автомобилем, работающим на бензоводородном топливе, ниже, чем автомобилем, работающим на бензине. Основная величина образования токсичных компонентов соответствует режимам разгона. На режимах постоянной нагрузки, торможения и холостого хода, занимающих 78% времени испытания автомобиля, токсичных выбросов нет.

Токсичные компоненты	Весовое содержание компонентов в г/испыт. при работе автомобиля		Нормы содержания компонентов в г/испыт. на 1980 г.
	на бензине	на бензоводородной смеси	
CO	91	6,5	102
CH _x	8,7	4,6	9,1
NO _x	13,0	1,8	13,5

По этой причине выброс токсичных веществ с отработавшими газами автомобиля, работающего на бензоводородной смеси, если сравнить с нормами, действующими в СССР до 1980 г., снизился по СО в 16 раз, по СН в 2 раза и по NO_x в 7,5 раза.

Наряду с определением токсических характеристик при испытании автомобиля по циклу ОСТ измерялся также и расход топлива. Измерения показали, что в случае работы двигателя

на бензоводородной композиции экономичность двигателя при пересчете расхода топлива в энергетические единицы, например в ккал/ч, оказалась на 30—35% лучше, чем при испытании на бензине. Экономия жидкого топлива в этом случае как в результате замены бензина водородом, так и вследствие улучшения КПД двигателя на частичных нагрузках составляет 70—75% расхода бензина у стандартного автомобиля.

Рассмотренные вопросы, связанные с особенностью применения водорода в качестве топлива для существующих двигателей и с улучшением его экономических и токсических характеристик, показали, что наиболее приемлемым вариантом для существующих автомобилей является использование композиции бензина и водорода. При эксплуатации автомобиля в городских условиях основным топливом может служить водород, а добавка бензина будет стабилизировать его горение. Во время движения автомобиля вне города двигатель работает на бензине с минимальной добавкой водорода, подача которого на режимах, близких к максимальным нагрузкам, практически исключается. Тем самым автомобилю обеспечиваются такие же скоростные качества, как при работе на бензине.

Таким образом, применение двигателей, работающих на бензоводородных смесях, дает реальные предпосылки для создания перспективных городских автомобилей, широкое освоение которых позволило бы при эксплуатации автомобиля в условиях интенсивного движения одновременно с экономией нефтяного топлива снизить загрязнение воздушного бассейна токсичными продуктами отработавших газов двигателей.

УДК 629.113:621.38

Применение электронных систем зажигания на автомобилях

Канд. экон. наук И. Г. БАРАННИК, канд. техн. наук И. М. ОПАРИН

НИИ Автоприборов

ПРИМЕНЕНИЕ электроники на автомобиле в настоящее время непрерывно растет, что позволяет повысить надежность и стабильность работы двигателя и автомобиля в целом и решить ряд новых функциональных задач. В нашей стране и за рубежом появились в промышленном исполнении системы зажигания с применением электронных приборов, в результате чего можно решить многие вопросы, связанные с дальнейшим развитием карбюраторных двигателей.

В 70-е годы в нашей стране и за рубежом начался переход на бесконтактные системы зажигания с механическими автоматами. В первую очередь такие системы стали применять в автомобилях с восьмицилиндровыми двигателями. Так, с 1973 г. на автомобилях повышенной проходимости «Урал-375» начали устанавливать в качестве стандартной бесконтактную систему зажигания «Искра», разработанную НИИ Автоприборов и осволенную Старооскольским заводом автотракторного оборудования им. 60-летия Ленинского комсомола, а с 1974 г. эту систему стали устанавливать на автомобилях ЗИЛ-131 и ЗИЛ-130Е. В США почти полностью перешли на бесконтактную систему зажигания с магнитоэлектрическим датчиком для восьмицилиндровых двигателей легковых автомобилей, а в странах Европы пока 5% автомобилей оснащены бесконтактными системами с механическими автоматами, но количество таких автомобилей растет, и ожидается, что в начале 80-х годов достигнет 100% [1]. Бесконтактные электронные системы зажигания с механическими автоматами позволяют почти полностью отказаться от обслуживания системы зажигания в эксплуатации, повышают вторичное напряжение в катушке зажигания и частично повышают экономичность двигателей.

Дальнейшим развитием электронных систем зажигания являются бесконтактные системы зажигания с электронным регулированием момента зажигания по комплексу параметров двигателя и окружающей среды.

Фирма Джeneral Моторс с 1977 г. выпускает систему зажигания «Мисар» для легковых автомобилей «Торонадо» с электронным управлением момента зажигания на базе микропроцессора.

В нашей стране Волжским автозаводом им. 50-летия СССР выпущены автомобили с роторно-поршневыми двигателями, которые оснащены первой отечественной бесконтактной системой зажигания с электронным регулированием момента зажигания, изготовляемой Московским заводом автотракторной электроаппаратуры им. 60-летия Октября.

В Европе крупносерийное производство таких систем ожидается в 90-е годы [1]. Системы зажигания с электронным управлением момента зажигания позволяют практически полно-

стью отказаться от обслуживания в эксплуатации, обеспечивая до 10% повышение экономичности двигателя и снижают токсичность отработавших газов. В настоящее время разработана унифицированная бесконтактная система с механическими автоматами для автомобилей ЗИЛ-130, ГАЗ-53, «Волга», «Москвич» и др. Схема системы (рис. 1) состоит из магнитоэлектрического датчика 1, конструктивно объединенного с высоковольтным распределителем 2, катушки зажигания 3, электронного коммутатора 4, добавочного сопротивления 5, замка зажигания 6 и свечи зажигания 7.

Система зажигания работает следующим образом. В исходном состоянии при включенном замке зажигания 6 и невращающемся коленчатом вале двигателя транзисторы V_4 и V_6 закрыты и ток по ним не протекает. Транзисторы V_7 , V_9 и V_{10} открыты, в первичной обмотке W_1 катушки зажигания 3 через добавочное сопротивление 5 от аккумуляторной батареи 8 протекает ток, и в магнитном поле катушки зажигания 3 накапливается электромагнитная энергия. При прокручивании коленчатого вала двигателя от стартера в магнитоэлектрическом датчике 1 вырабатывается напряжение, открывающее транзистор V_4 , ко-

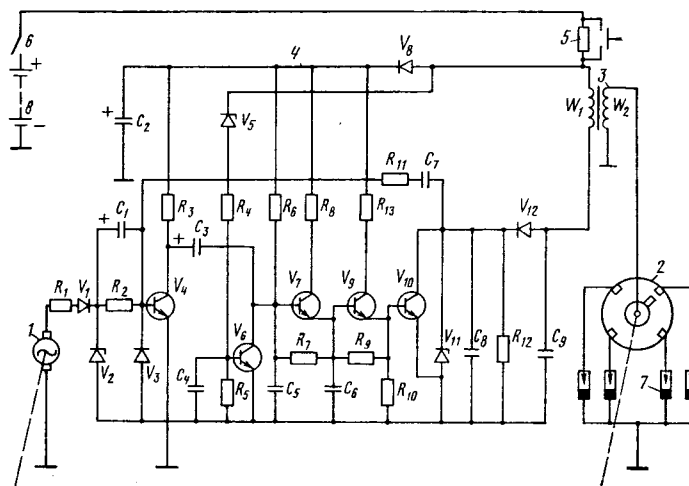


Рис. 1. Схема бесконтактной системы зажигания

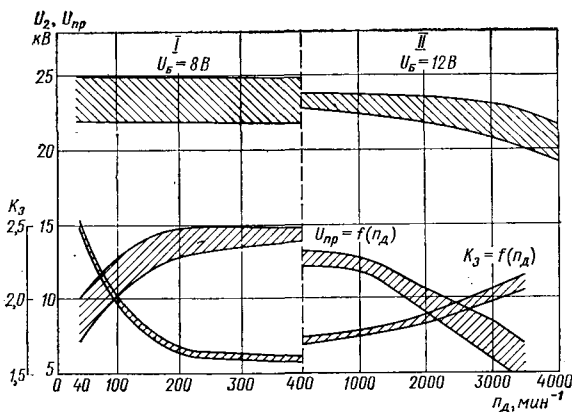


Рис. 2. Выходные характеристики системы зажигания в пусковом режиме (кривая I) и рабочем режиме (кривая II) двигателя: U_6 — напряжение аккумуляторной батареи; $R_{ш} = 3$ мОм; $c_{ш} = 75$ пкФ; n_A — частота вращения коленчатого вала двигателя; $U_2 = f(n_A)$

торый через конденсатор C_3 лавинообразно запирает транзисторы V_7 , V_9 и V_{10} . Лавинообразное запирание транзистора V_{10} приводит к резкому прекращению первичного тока в катушке зажигания 3 и возникновению высокого напряжения в обмотке W_2 , которое через распределитель 2 подводится к соответствующей свече зажигания 7, вызывая воспламенение рабочей смеси.

Цепь R_2C_1 служит для исключения электрического угла опережения зажигания, присущего магнитоэлектрическим датчикам. Цепь $R_{11}C_7$ понижает минимальные частоты вращения вала для бесперебойного искрообразования в режиме пуска двигателя. Транзистор V_6 вместе со стабилизатором V_5 запирает транзисторы V_7 , V_9 и V_{10} при появлении в цепи электропитания всплесков перенапряжений. Стабилизатор V_{11} вместе с конденсаторами C_8 и C_9 защищает выходной транзистор от переходного напряжения первичной обмотки катушки зажигания. Дiod V_8 защищает транзисторы V_4 , V_7 и V_9 от обратной полярности питающего напряжения. Дiod V_{12} защищает транзистор V_{10} от обратной полярности и от инверсных токов. Выходные характе-

ристики системы зажигания, пробивные напряжения $U_{пр}$ и коэффициенты запаса K_3 по вторичному напряжению U_2 приведены на рис. 2. В пусковом режиме коэффициент запаса достигает 2,5—1,6, а на рабочих режимах 1,7—2,2, что значительно превышает коэффициенты запаса классических систем.

Применение бесконтактных систем зажигания с механическими автоматами на грузовых и легковых автомобилях, а также автобусах позволяет получить технический и экономический эффект. Так, момент зажигания в бесконтактной системе зажигания постоянен и не изменяется от срока службы, тогда как в классической системе зажигания [2] после пробега 15 000—20 000 км момент зажигания перемещается на несколько градусов в сторону запаздывания, что приводит к увеличению расхода топлива. Бесконтактная транзисторная система зажигания вследствие улучшенных параметров искрового разряда (большие длительность искрового разряда и энергия), чем в классических системах, обеспечивает более полное и более равномерное сгорание топлива, а также стабильную работу двигателя при малых частотах вращения коленчатого вала. Вследствие более высокого вторичного напряжения появляется возможность устанавливать увеличенные зазоры между электродами в свечах. Все это, как известно, на многих двигателях приводит к некоторой (2—3%) экономии топлива на режимах частичных нагрузок двигателя.

Кроме того, с применением бесконтактных систем зажигания отпадает необходимость в частой зачистке (каждые 5—7 тыс. км пробега) контактов прерывателя и их замене, присущих классической системе.

Запланированное начало перехода в одиннадцатой пятилетке с бесконтактных систем зажигания с механическими автоматами опережения зажигания на электронные автоматы с цифровым регулированием при правильно заданных характеристиках опережения зажигания может дать до 10% экономии топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Wann Kommt die Computer Zündung? — Mot. Die Autozeitschrift, 1977, № 26, S. 44—47.
2. L'evolution de l'allumage electronique. — RTA, 1978, № 375, p. 89—91.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113.011.5

Исследование динамических характеристик кузовов при испытаниях легковых автомобилей на безопасность

В. М. ЛОБОВА, Р. К. ФОТИН, Ф. В. ГРИНШТЕЙН, Ю. С. ЧУХУСТОВ
НАМИ

СТРЕМЛЕНИЕ к наиболее полному использованию энергопоглощающих свойств кузова и потенциальных возможностей ремней безопасности требует совместного рассмотрения работы кузова и системы индивидуальной защиты, что позволяет установить оптимальные параметры кузова (включая не только требуемую геометрию передней части его интерьера, но и динамические характеристики).

Экспериментальные исследования параметров процесса удара легкового автомобиля о неподвижное препятствие показали, что для оценки уровня безопасности конструкции автомобиля из исследованных в настоящее время фаз процесса столкновения наибольшее значение имеет первая фаза. В конце этой фазы деформация передней части автомобиля максимальна [1].

Математическая модель первой фазы процесса удара может быть описана системой [1]

$$\begin{cases} \ddot{x} + \lambda_1 \dot{x} + \omega_1^2 x + \omega_2^2 (x - y) + c (\dot{x} - \dot{y}) = 0; \\ \ddot{y} + \omega_2^2 (y - x) + c (\dot{y} - \dot{x}) = 0, \end{cases}$$

где x , \dot{x} , \ddot{x} — перемещение приведенной массы автомобиля, его первая и вторая производные по времени;

y , \dot{y} , \ddot{y} — перемещение приведенной массы водителя, его первая и вторая производные по времени;

λ_1 — коэффициент демпфирования приведенной массы автомобиля;

ω_1 — собственная частота колебаний приведенной массы автомобиля;

c — коэффициент демпфирования в системе индивидуальной защиты водителя;

ω_2 — собственная частота колебаний приведенной массы водителя.

Основными динамическими характеристиками кузова являются коэффициент демпфирования λ_1 и собственная частота колебаний ω_1 . Важность определения этих характеристик очевидна, если учесть необходимость создания систем индивидуальной защиты водителя, совместимых с ударно-прочностными свойствами кузова, и невозможность воспроизведения большого числа разрушающих испытаний натурных образцов для выявления влияния каждого из факторов на уровень безопасности автомобиля.

Рассмотрим метод определения собственной частоты колебаний кузова и коэффициента демпфирования на первой фазе

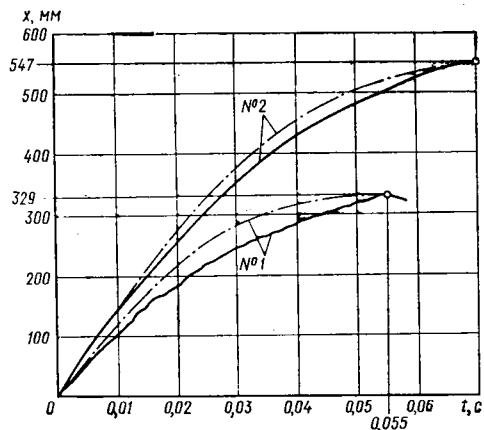


Рис. 1. Кривые деформаций кузовов легковых автомобилей

удара, основанный на сравнении результатов расчетного и экспериментального определения перемещения приведенной массы автомобиля и последовательном уточнении получаемых в результате решения системы уравнений расчетных величин ω_1 и λ_1 .

Для исключения влияния водителя (или пассажира) и системы его индивидуальной защиты на поведение кузова в процессе столкновения автомобиля с неподвижным препятствием экспериментальное исследование процесса удара осуществлялось без использования манекенов, а в расчетных исследованиях значения ω_2 и c принимались равными нулю.

Наложение расчетных и экспериментальных кривых деформаций кузова автомобиля (без их аппроксимации) показало достаточную близость численных значений максимальных деформаций и времени их появления.

На рис. 1 показаны кривые перемещений, полученные экспериментально (сплошные линии) с помощью скоростной киносъемки и решением приведенной системы уравнений (штриховые линии). Достаточно хорошее совпадение кривых дает основание для принятия коэффициентов ω_1 и λ в системе уравнений в качестве динамических характеристик кузова. Однако совпадение кривых деформаций, полученное на рис. 1, требует выполнения довольно трудоемких операций, сужающих область поиска требуемых коэффициентов уравнений.

На рис. 2 показан вспомогательный график, полученный с использованием большого числа решений системы уравнений, построение которого облегчает выполнение поставленной задачи и позволяет разработать алгоритм поиска коэффициентов ω_1 и λ_1 по заданной кривой деформации автомобиля и реализовать этот алгоритм на ЭВМ ЕС-1020.

Естественно, что другие характеристики процесса удара (скорость и ускорения), полученные расчетным методом и экспериментально, не будут так близко совпадать. Свидетельством этому могут служить экспериментальные (сплошные линии) и расчетные (штриховые линии) замедления кузова автомобиля по времени, показанные на рис. 3. Расхождения в результатах, полученных экспериментально и расчетом, зависят не столько от совершенства используемой математической модели, сколько от принятых способов экспериментального определения характеристик процесса удара, ни один из которых нельзя признать удовлетворительным.

В настоящее время используются два способа регистрации процесса удара: измерением ускорений деселерометрами с последующим интегрированием записанного процесса и получением скорости и величины деформации, а также с использованием скоростной киносъемки для получения процесса деформации с последующим дифференцированием его по времени и получением скорости и ускорения.

Обычно регистрируются только два параметра, характеризующие процесс удара, — перемещение (деформация) и отрицательное ускорение (замедление) автомобиля. Деформация автомобиля регистрируется, как правило, с использованием скоростной киносъемки процесса столкновения. Киносъемка производится скоростными кинокамерами с частотой съемки 1000—2000 кадров в секунду. Расшифровка пленки производится на специальном кинодешифраторе, который обеспечивает определение линейных размеров с точностью до 5 мм, точность определения времени составляет не менее 0,001 с.

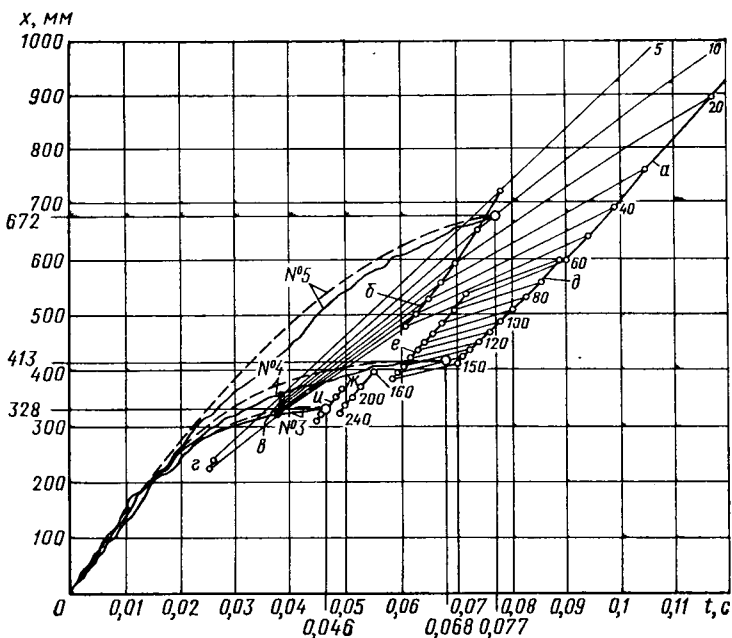


Рис. 2. Расчетное определение динамических характеристик кузовов легковых автомобилей по результатам испытаний на столкновение с неподвижным препятствием на первой фазе удара:

a, b, e, z — зависимости $x_{\max} = f(t, \lambda)$ при $x = 14,33$ м/с и $\omega = 10, 20, 40, 60$ 1/с; δ, e — зависимость $x_{\max} = f(t, \lambda)$ при $x = 14,5$ м/с и $\omega = 100, 150$ 1/с; $ж, u$ — зависимость $x_{\max} = f(t, \lambda)$ при $x = 15,1$ м/с и $\omega = 150, 200$ 1/с (сплошные линии — экспериментальные данные, штриховые линии — расчетные данные)

Однако с помощью скоростной киносъемки можно определить перемещение только видимых снаружи элементов конструкции автомобиля. Экстраполяция перемещений на элементы, расположенные вне зоны видимости, может привести к ошибкам, величины которых зависят от величин деформаций и взаимных перемещений элементов. В связи с этим указанный способ обеспечивает получение достаточно точных и достоверных данных о перемещениях элементов конструкции автомобиля, расположенных в недеформируемых зонах. Важно отметить, что если зона размещения сидений водителя и пассажиров не подвергается заметной деформации в процессе столкновения автомобиля, то результаты определения перемещения по наружным недеформируемым элементам конструкции могут быть распространены и на недеформированные элементы в зоне размещения водителя и пассажиров.

Дифференцированием перемещения по времени могут быть получены значения скорости, а двойным дифференцированием — замедления автомобиля и отдельных его элементов, однако достоверность получаемых таким путем данных значительно снижается из-за накопления ошибок в процессе обработки.

Как было указано выше, замедление может регистрироваться датчиками ускорений, например, типа ДУ-5. Современная измерительная техника позволяет добиваться соответствия выходного сигнала входному как отдельных приборов, так и измерительных систем в тех случаях, если каждый прибор и система в целом подобраны с учетом параметров измеряемого процесса. Тем не менее при регистрации параметров ударных процессов ошибка регистрируемых параметров может достигать 20—30% [2]. Особенно это относится к такой неоднородной многоэлементной системе, какой является автомобиль.

Результаты экспериментов показывают, что величина регист-

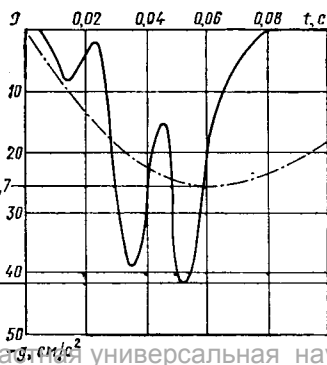
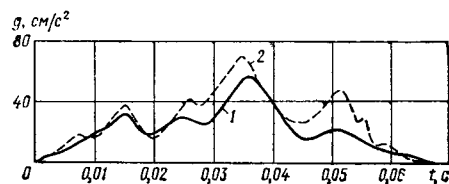


Рис. 3. Кривые замедления кузова в процессе удара легкового автомобиля о неподвижное препятствие (автомобиль № 5)

Рис. 4. Осциллограммы замедлений панели пола (кривая 1) и порога двери (кривая 2)



рируемого замедления во многом зависит от того, к какому элементу конструкции крепится датчик ускорения, а точнее, от соотношения собственных частот элемента конструкции и датчика.

Более достоверным является характер изменения замедления по времени, который мало зависит от места установки датчика. На рис. 4 приведены осциллограммы замедлений, зарегистрированные с помощью двух датчиков, установленных в одной плоскости, перпендикулярной средней продольной плоскости автомобиля, но на различных элементах конструкции кузова. Характер обеих кривых идентичен, но максимальные значения замедлений отличаются более чем на 20%. С учетом изложенного кривые замедлений, регистрируемые с помощью датчиков, могут использоваться только для качественной (сравнительной) оценки результатов испытаний. Последующее интегрирование записанного процесса позволяет получать значения скорости и деформации, однако достоверность получаемых данных окажется невысокой из-за ошибок регистрации и обработки процесса.

В экспериментальных исследованиях используются одновременно оба описанных способа получения параметров процесса столкновения, однако более предпочтительной в отношении достоверности получаемых результатов является скоростная киносъемка, и в связи с этим можно считать более точными экспериментально полученные значения перемещений.

Динамические характеристики кузовов, полученные предложенным расчетно-экспериментальным методом, приведены в таблице, из которой видно, что численные значения коэффициентов демпфирования кузовов легковых автомобилей колеблются в более широких пределах (от 10 до 200 1/м·с), чем их собственные частоты колебаний (от 11 до 20 рад/с). Наиболее низкие значения коэффициентов демпфирования имеют кузова с расположением двигателя в задней части автомобиля.

В заключение можно отметить, что суженные области определения коэффициентов системы уравнений для данных конкретных результатов экспериментального определения деформации, показанное на рис. 2, легко формализуется, удобно для использования ЭВМ.

№ испытываемого автомобиля (см. рис. 1, 2)	Масса автомобиля в кг	Скорость удара v_0 в м/с	Максимальная деформация кузова x_{\max} в мм		Время максимальной деформации кузова t в с	Коэффициент демпфирования λ в 1/м·с	Собственная частота колебаний ω в 1/с
			эксперимент	расчет			
1	1875	12,4	330	329	0,055	160	17
2	1285	14,6	550	547	0,069	60	14
3	1670	15,1	326	328	0,046	200	20
4	1090	14,5	412	413	0,068	140	11
5	860	14,33	675	672	0,077	10	19

Предложенный расчетно-экспериментальный метод определения динамических характеристик кузовов позволит ввести эти характеристики в паспорта выпускаемых моделей легковых автомобилей и сократить число разрушающих испытаний для исследований совместного влияния динамических характеристик кузовов и параметров системы индивидуальной защиты на безопасность водителя и пассажиров в дорожно-транспортных происшествиях.

Неразрушающие методы исследования можно считать перспективными не только вследствие сокращения трудоемкости и стоимости испытаний, но также в силу получения практически неограниченных возможностей исследований влияния параметров конструкции кузова и систем индивидуальной защиты водителей на их безопасность при любых начальных скоростях удара.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Jean Hamon. Influence du comportement des structures d'un vehicule sur ses occupants en cas de collision. — Ingenieurs de L'automobile, 1968, № 11.
2. Инженерные методы исследования ударных процессов / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов. М.: Машиностроение, 1969.

УДК 629.113.001.4

Использование метода моделирования связей при расчете автомобильных рам

Кандидаты техн. наук А. А. ЗАХАРОВ, В. Н. БЕЛОКУРОВ, М. Н. ЗАКС

Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, Мытищинский машиностроительный завод

ПРИ СУЩЕСТВУЮЩИХ методах расчета автомобильной рамы на кручение, в основном, рассматривают ее как плоскую систему и практически не учитывают особенностей конструкции соединений поперечин с лонжероном.

Автомобильная рама представляет собой пространственную систему тонкостенных стержней, условия закрепления концевых сечений которых существенно сказываются на их состоянии (напряжения и деформации). Эти условия разделены на однородные и неоднородные граничные условия [1].

В случае однородных граничных условий деформация концевых сечений происходит по закону главных секториальных координат, в случае неоднородных — деформация концевых сечений не соответствует указанному закону.

Основной критерий, который необходимо принимать во внимание при рассмотрении соединений продольных и поперечных элементов рамы, — условие неразрывности деформаций в местах непосредственного соединения контура (или части контура) элементов рамы. При этом может не соблюдаться равенство мер деформации концевых сечений стержней, сходящихся в узле.

Чтобы удовлетворить указанные условия с учетом пространственности соединений продольных и поперечных элементов рамы, предлагаем использовать моделирование связей. Эти связи должны быть наложены в тех элементах или точках концевого сечения, через которые осуществляется соединение стержней рамы. Такой подход отражает основное отличие тонкостенного стержня от стержня сплошного сечения.

Минимально необходимое количество связей для тонкостенного стержня, чей контур в своей плоскости является жестким и для сечений которого справедлив закон секториальных площадей, равно семи или шести (при свободной деформации сечения). Связи можно представить как шарниры, ограничивающие одну, две или три степени свободы.

Моделирование связей при расчете методом сил является формальным приемом, который позволяет удовлетворить условию неразрывности деформаций в реально соединяемых точках элементов рамы и учесть конструкции соединений лонжерона и поперечины.

Автомобильная рама обычно имеет ось симметрии, поэтому можно рассматривать только одну половину рамы. В сечениях поперечин по оси симметрии будут действовать только кососимметричные силовые факторы Q_x , Q_y , $M_{кр}$. В среднем сечении одной из поперечин выполняем однородные граничные условия закрепления, при которых от любой нагрузки, действующей на основную систему, в этом сечении не возникают бимоменты и обеспечена свобода деформации. В результате получается совокупность консольных стержней, определенным образом соединенных между собой.

Используя метод Максвелла—Мора, [2], перемещения любой точки концевого сечения стержня при кручении со свободно деформируемыми концевыми сечениями и нагруженного внешними нагрузками только по концам можно определить по формуле

$$\delta_{ik} = B_i' f_{\omega} B_k,$$

где $B_i = \{B_{li} B_{pi} M_i^k\}$ и $B_k = \{B_{lk} B_{pk} M_k^k\}$ — матрицы-столбцы концевых усилий (бимоментов и крутящих моментов) стержня для i -го и k -го состояний;

B_i' — транспонированная матрица;

$$f_{\omega} = \frac{l}{EJ_{\omega}} \begin{vmatrix} e & q & \varphi \cdot l \\ q & e & \varphi \cdot l \\ \varphi \cdot l & \varphi \cdot l & \varphi \cdot l^2 \end{vmatrix} \text{ — матрица податливости тон-$$

костенного стержня при стесненном кручении;

$$e = \frac{ch k}{k sh k}; q = \frac{1}{k sh k}; \varphi = \frac{1}{k^2}; k = l \sqrt{\frac{GJ_k}{EJ_{\omega}}}$$

Применять приведенную формулу при неоднородных граничных условиях закрепления стержня можно, когда концевые сечения его свободно деформируются (условие свободной деформации выполняется, если при действии на стержень только крутящего момента в закрепленном сечении не возникает бимомент), а реакции связей в этих сечениях, возникающие от действия внешних нагрузок, приведены к бимоменту с учетом главных секториальных координат. Чтобы получить основную систему автомобильной рамы, необходимо обеспечить свободу деформации концевых сечений всех стержней рамы. Для этого, моделировав соединение продольных и поперечных элементов, нужно удалить те связи, которые препятствуют свободе деформации концевых сечений. При моделировании связей необходимо учитывать характер работы данного соединения. Включать шарниры для обеспечения свободы деформации можно только при однородных граничных условиях закрепления концевых сечений стержня. Если в соединении деформации концевых сечений $\chi_n = 0$ и $\chi_n = 0$, то шарниры включают отдельно для поперечины и лонжерона.

Поскольку в большинстве соединений получаются неоднородные граничные условия закрепления концевых сечений, то от сил, действующих на основную систему, необходимо определить бимоменты, создаваемые реакциями оставшихся связей. При этом необходимо знать, в каких точках сечения приложены эти реакции.

В приведенной выше формуле бимоменты и крутящие моменты рассматриваются как внешние силы, поэтому при расчетах нет необходимости строить эпюры внутренних силовых факторов, а реакции связей, действующих по концам стержней, определяются из условия равновесия.

На рис. 1 представлены схемы простых рам 1—9, составленных из одних и тех же элементов, но отличающихся конструкцией соединения поперечин и продольных балок. Продольные элементы — швеллер № 12, а поперечные — швеллер № 8. Эти рамы рассчитывали и испытывали при кососимметричных нагрузках.

В основной системе рам 1—3 удаляли связи, препятствующие свободе деформации концевых сечений стержней в соединении. При этом необходимые связи прикладывали в нулевых секториальных точках (рис. 2). Тогда для поперечин получили однородные граничные условия закрепления концевых стержней. Если главные секториальные точки поперечин совпадают с главными секториальными точками продольных балок (эксцентриситеты отсутствуют $e=0$), то и для последних граничные условия закрепления концевых сечений будут однородными, и при любой нагрузке, действующей на основную систему, бимоменты возникать не будут (система плоская). Это относится к рамам 1 и 2.

Если поперечины прикреплены к продольной балке с экс-

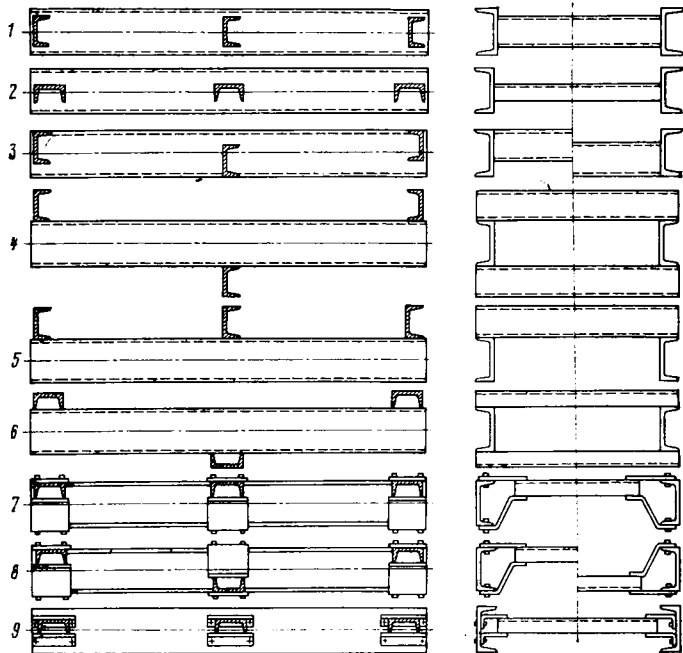


Рис. 1

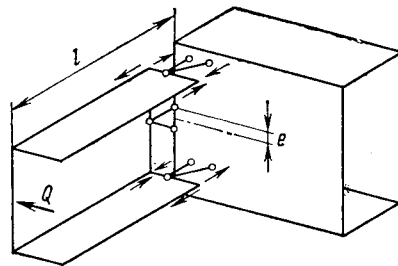


Рис. 2

центриситетом, то концевые сечения продольной балки имеют неоднородные граничные условия закрепления, и, например, от действия горизонтальной силы Q в продольной балке возникает бимомент. Величина бимомента, действующего на концевое сечение продольной балки в основной системе, определяется реакциями связей, которые приводятся к моменту Ql , плоскость действия которого смещена относительно плоскости, проходящей через главную секториальную точку и центр изгиба продольной балки, на величину эксцентриситета e . Отсюда бимомент $B = Qle$.

Для рамы 3 этот эксцентриситет небольшой ($e=2$ см). Жесткость рамы 3 по сравнению с плоской рамой 1 изменилась не-

Таблица 1

Номер рамы	Расчетные параметры						
	X_1 в долях P	X_2 в долях $P \cdot \text{см}$	X_3 в долях P	B_{n1} в долях $P \cdot \text{см}^2$	B_{n2} в долях $P \cdot \text{см}^2$	B_{n3} в долях $P \cdot \text{см}^2$	B_{n4} в долях $P \cdot \text{см}^2$
1	0	16,97	0,6223	-301	301	-362	181
2	0	12,75	0,7265	0	0	0	0
3	0,64	15,67	0,6147	-276	314	-330	204
4	1,216	2,38	0,6199	-134	250	-211	200
5	0	12,75	0,7265	0	0	0	0
6	1,654	6,08	0,4584	-87,8	298	-87,8	149
7	0	27,49	0,4039	—	214	—	120
8	1,276	17,36	0,4538	—	312	—	282
9	0	33,9	0,4475	—	58	—	29

значительно (табл. 1), однако горизонтальное усилие X_1 поперечины изменяет напряженное состояние соединения. Наряду с напряжениями от стесненного кручения σ_{ω} в раме 3 появляются напряжения от горизонтального изгиба σ_r . Например, при кососимметричной нагрузке $P=50$ кгс в средней поперечине расчетные напряжения таковы: $\sigma_{\omega}^{\max} = 1230$ кгс/см², $\sigma_r^{\max} = 400$ кгс/см².

Моделирование связей в раме 4 показано на рис. 3. Для соединения поперечины и продольной балки этой рамы можно принять, что концевые сечения стержней свободно деформируются. Реакции связей от горизонтального усилия Q создают момент Ql в плоскости соединения нижней полки поперечины и верхней полки продольной балки. От этого момента в поперечнике возникает бимомент $B_n = 0,5 Qlh_n$, а в продольной балке $B_l = 0,5 Qlh_l$, где h_n и h_l — соответственно ширина полки поперечины и балки.

При анализе рамы 4 для повышения точности расчета была выявлена необходимость учета деформации зоны присоединения поперечины и продольной балки. Чтобы можно было в общем случае не учитывать влияние деформации зоны присоединения, отношение l/b (b — длина зоны присоединения) должно быть больше 10. В нашем случае $l/b=6$. По этой причине в основной схеме зона присоединения была выделена в качестве участка (рис. 3), на границе которого появляются неизвестный бимомент. От реакций связей по концам участка зоны присоединения возникают крутящие моменты. Например, от горизонтального момента Ql они равны соответственно на поперечине

$$0,5Qlh_r \text{ и } 0,5Qlh_l \text{ на продольной балке, где } l_{yч.п} \text{ — длина}$$

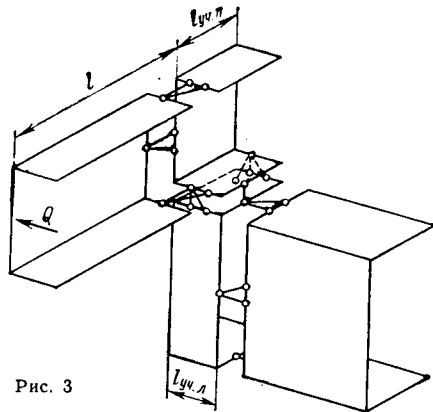


Рис. 3

зоны присоединения поперечины, а $l_{уч.л}$ — длина зоны присоединения продольной балки), т. е. действие бимоментов B_{π} и B_{π} заменено действием крутящих моментов, равных $B_{\pi}/l_{уч.л}$ или $B_{\pi}/l_{уч.л}$. При расчете участки зоны присоединения рассматривали как короткие стержни [3].

Результаты расчета удовлетворительно совпадают с результатами эксперимента. Расчетное $C_{\varphi p}$ и экспериментальное

$C_{\varphi эк}$ значения крутильной жесткости соответственно равны 11,6 кгс·м/град и 10,4 кгс·м/град. На рис. 4, а показана рама 4 с нанесенными на ней сечениями, в которых измеряли напряжения. В табл. 2 представлены расчетные $\sigma_{\omega p}$ и экспериментальные $\sigma_{\omega эк}$ значения напряжений в исследованных сечениях.

Расчетные напряжения разлагали на составляющие: σ_{ω} и σ_{τ} , которые, в основном, определяют напряженное состояние

Таблица 2

Вид напряжения	Напряжения в кгс/см ² в раме 4 в сечениях							
	(1-2) ₂₀	(1-2) ₆₀	(2-1) ₂₀	(2-1) ₆₀	(2-3) ₂₀	(2-3) ₆₀	(1-1) ₂₀	(2-2) ₆₀
σ_{ω}	-330	-295	-265	-230	265	230	465	735
σ_{τ}	-215	-215	-215	-215	215	215	360	715
$\sigma_{\max p}$	-545	-510	-480	-445	480	445	825	1450
$\sigma_{\max эк}$	-560	-440	-380	-300	480	400	730	1250

рамы. Хотя крутильная жесткость рамы 4 увеличилась мало по сравнению с рамой 3, влияние величины σ_{τ} на напряженное состояние рамы 4 существенно возросло.

В зоне присоединения из-за приложения нагрузки только к одной полке швеллера происходит деформация контура, главным образом, продольной балки. Это видно из эпюры распределения экспериментальных значений напряжений по сечению

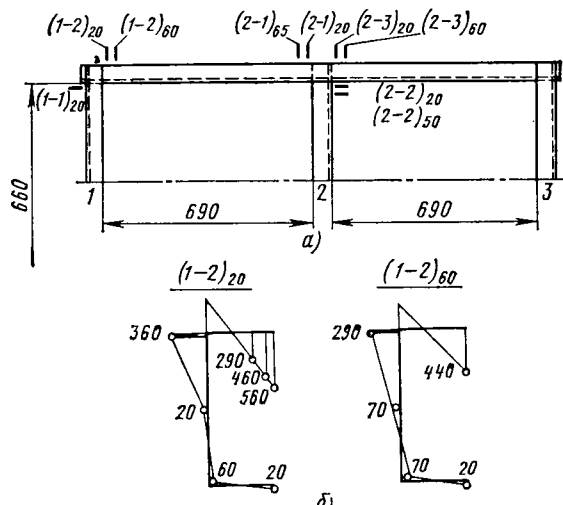


Рис. 4

(1-2)₂₀ (рис. 4, б). Эта деформация имеет местный характер и в сечении (1-2)₆₀, которое расположено от зоны присоединения на расстоянии, равном ширине полки, практически не проявляется (в скобках обозначены номера поперечин, в индексах — расстояние между сечениями).

При расчетах необходимо учитывать перемещения, связанные с изгибом элементов в горизонтальной плоскости, так как их моменты инерции в этом направлении небольшие. Пренебрежение, например, деформацией изгиба в горизонтальной плоскости только продольных балок повышает крутильную жесткость рамы на 15%.

Если при расчете рамы 4 не учитывать бимоменты, возникающие в зонах соединения, то ее крутильная жесткость возрастет на 70%, т. е. увеличение крутильной жесткости этой рамы из-за появления внутренних горизонтальных усилий частично компенсируется влиянием бимоментов, которые способствуют закручиванию элементов рамы.

Расчет рамы 5 аналогичен предыдущему. Однако он показывает, что внутреннее горизонтальное усилие $X_1=0$, и в зонах соединения поперечин и продольных балок бимоменты не возникают. Крутильная жесткость такой рамы равна жесткости плоской рамы 2 со свободно деформируемыми стержнями, но при расчете рамы 5 на изгиб от внешних горизонтальных нагрузок ее нельзя рассматривать как плоскую, так как в ее элементах будут возникать бимоменты.

Расчет рамы 6 отличается тем, что для концевых сечений поперечины можно принять полное запрещение деформаций, а концевые сечения продольной балки могут свободно деформироваться. При приближенном расчете (без учета деформации зоны присоединения) в основной системе вводится шарнир от бимоментов только для поперечин. Уточненный расчет проводился с учетом деформации участка продольной балки в зоне присоединения. Вследствие изменения конструкции соединения поперечины с продольной балкой и увеличения жесткости поперечины в горизонтальной плоскости (приблизительно в 7 раз) по сравнению с рамой 4 значительно повысилась крутильная жесткость рамы 6 (табл. 1), причем расчетная величина крутиль-

ной жесткости рамы 6 ($C_{\varphi p} = 25,3$ кгс·м/град) хорошо совпадает с экспериментальной величиной

$$(C_{\varphi эк} = 22,7 \text{ кгс} \cdot \text{м/град}).$$

Рассмотренные простые конструкции соединений продольных и поперечных элементов применяются в надрамниках автомобилей-самосвалов, рамах прицепов и полуприцепов. В рамах грузовых автомобилей часто используются более сложные конструкции этих соединений. Наиболее распространено «аллигаторное» соединение. На рис. 1 (рамы 7-9) представлены схемы такого соединения. Продольные и поперечные стержни этих рам составлены из тех же швеллеров, что и рамы 1-6. Верхние и нижние ветви соединения составлены из пластин толщиной 4 мм. Эти пластины болтами были прикреплены к продольным балкам.

Особенность расчета таких рам заключается в том, что поперечины следует рассматривать как пространственные конструкции, состоящие из тонкостенных стержней (средняя часть поперечины) и стержней сплошного сечения (элементы «аллигаторного» соединения). Элементы этого соединения представляют собой пластины, жесткость которых на кручение в сотни раз меньше, чем на изгиб в своей плоскости, поэтому деформацией изгиба этих пластин в их плоскости можно пренебречь.

Принимая соединение пластин с продольной балкой жестким, накладываем на верхнюю и нижнюю пластины по шесть связей.

Соединение пластин «аллигатора» с поперечиной создает на ней участок закрытого профиля, жесткость которого на кручение многократно больше, чем жесткость остальной части поперечины и элементов «аллигатора». Вследствие этого деформа-

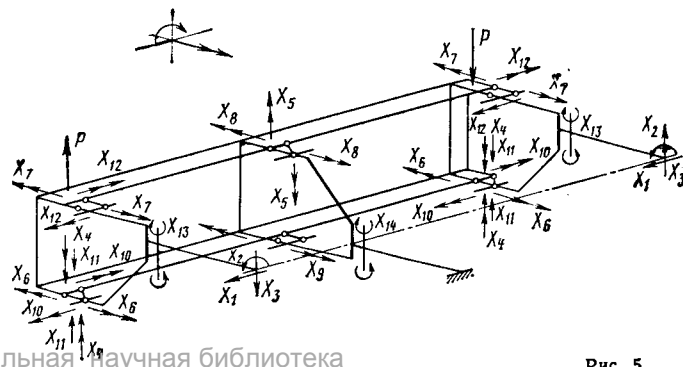


Рис. 5

ний кручения участка закрытого профиля можно пренебречь. Этот участок создает по концам поперечины полное запрещение деформации.

С учетом принятых допущений на рис. 5 показана эквивалентная система рамы 8 при расчете ее на кососимметричную нагрузку. Для упрощения изображения схемы на рис. 5 не выделены зоны присоединения продольной балки к поперечине. На границах зоны присоединения должны быть введены неизвестные бимоменты, как это делалось при расчете рамы 4 (рис. 3).

В основной системе ветви «аллигатора» соединены с полками продольной балки шестью связями: четыре связи соединяют с полками верхнюю пластину и две связи — нижнюю. Этим обеспечивается статическая определенность «аллигаторного» соединения и свобода деформации концевых сечений продольной балки.

Проанализируем влияние каждой удаленной связи, соединяющей ветви «аллигатора» с продольной балкой, на стеснение деформации концевых сечений этой балки.

В верхней пластине были удалены две связи, реакции от которых приводятся по отношению к пластине к крутящему моменту и изгибающему моменту в вертикальной плоскости. Изгибающий момент в сечении продольной балки бимомент не создает, а крутящий момент, действующий в плоскости, перпендикулярной к контуру продольной балки, приводится к бимоменту.

В нижней пластине были удалены четыре связи. Из них реакции двух связей приводятся к поперечной силе и изгибающему моменту в вертикальной плоскости и в сечении продольной балки не создают бимомент. Реакции двух других связей приводятся к крутящему моменту и изгибающему моменту в плоскости нижней пластины и нижней полки продольной балки. Реакции этих связей создают бимомент в продольной балке.

Таким образом, на стеснение деформации продольной балки оказывают влияние три связи, но влияние их неодинаково. В основном, бимомент в сечении продольной балки создается моментами, действующими в плоскости верхней и нижней пластин и препятствующими взаимному повороту полок продольной балки.

Кроме того, на величину бимоментов оказывает влияние соединение пластин «аллигатора» и продольной балки не в нулевых секториальных точках полок швеллера. Это приводит к появлению бимоментов от продольных сил, возникающих в основной системе при действии крутящего момента X_2 (рис. 5).

Расчет рам 7 и 8 выполняли с учетом деформации зоны присоединения продольной балки к поперечине и без учета. Существенной разницы в расчетных величинах не наблюдалось, так как для продольной балки $l/b=9$ (численные значения расчетных величин для рам 7 и 8 получены с учетом деформации зоны присоединения).

Рама 8 отличается от рамы 7 расположением средней поперечины. В раме 7, а также в раме 9 все поперечины расположены в одной плоскости, и горизонтальные силы X_1 при кососимметричной нагрузке отсутствуют (табл. 1). Вследствие этого жесткость рамы 7 при кручении почти в 1,5 раза меньше жесткости рамы 8.

Расчетные значения напряжений и угловой жесткости рам 7—9 сравнивали с экспериментальными при кососимметричной нагрузке $P=50$ кгс. Экспериментальные значения угловой жесткости этих рам ($C_{\varphi_{\text{эк}}}^{(7)} = 12,6$ кгс·м/град; $C_{\varphi_{\text{эк}}}^{(8)} = 18,4$ кгс·м/град; $C_{\varphi_{\text{эк}}}^{(9)} = 11,2$ кгс·м/град) хорошо согласуются с расчетными значениями (табл. 1).

Напряжения в рамах 7—9 измеряли в сечениях продольной балки около «аллигаторных» соединений, аналогично тому, как это делалось для рамы 4 (рис. 4, а).

Сборку рам 7—9 и их испытания проводили последовательно; при этом использовали одни и те же продольные балки с установленными на них датчиками, что позволило сравнивать напряженное состояние рам без дополнительных погрешностей. Датчики были установлены в четырех характерных точках контура швеллера, вследствие чего экспериментальные значения напряжений в каждом сечении можно было разложить на составляющие: $\sigma_{\omega \text{ эк}}$, $\sigma_{\Gamma \text{ эк}}$ и т. д.

В табл. 3 приведены расчетные и экспериментальные значения напряжений в рамах 7 и 8. Напряженное состояние рамы 7 характеризуется, в основном, напряжениями σ_{ω} , поэтому в таблице приведены для сравнения расчетные и экспериментальные величины σ_{ω} , которые удовлетворительно совпадают. На

Вид напряже- ния	Напряжения в кгс/см ² в сечениях рам							
	(1-2) ₂₈	(1-2) ₃₀	(1-2) ₃₀	(2-1) ₂₈	(2-1) ₃₀	(2-1) ₃₀	(2-3) ₃₀	(3-2) ₃₀
Рама 7								
$\sigma_{\omega \text{ р}}$	240	225	205	-140	-130	-110	130	-225
$\sigma_{\omega \text{ эк}}$	190	160	140	-150	-135	-110	140	-170
Рама 8								
σ_{ω}	400	370	340	345	315	280	-315	-370
σ_{Γ}	240	240	240	240	240	240	-240	-240
$\sigma_{\text{max р}}$	640	610	580	585	555	520	-555	-610
$\sigma_{\text{max эк}}$	440	400	360	460	390	350	-320	-435

пряженное состояние рамы 8 определяется напряжениями σ_{ω} и σ_{Γ} , поэтому приведены их расчетные значения, а также наибольшие в каждом сечении расчетные и экспериментальные значения напряжений. Напряжения σ_{Γ} составляют 60—80% напряжений σ_{ω} . Уровень максимальных расчетных напряжений в раме 8 получился выше, чем экспериментальные значения. Это можно объяснить недостаточной жесткостью болтового соединения, которая обеспечивалась силами трения.

Угловая жесткость рамы 8 значительно выше, чем рамы 7, но и уровень напряжений рамы 8 при одинаковой кососимметричной нагрузке также существенно выше, чем рамы 7, в основном, из-за дополнительных напряжений, возникающих от горизонтального усилия X_1 .

В раме 9 уровень напряжений в продольных балках значительно ниже, чем в раме 7 (табл. 1), хотя угловая жесткость рамы 9 только на 14% ниже угловой жесткости рамы 7.

Сравним угловую жесткость и напряженное состояние продольных балок рам с «аллигаторным» соединением и рам с простым присоединением поперечины, например, как в раме 1. Угловая жесткость рамы 7 выше, чем рамы 1, а напряженное состояние продольных балок рамы 7 почти в 1,5 раза ниже (значения бимоментов $B_{\text{л1}}$ и $B_{\text{л2}}$ в табл. 1). Дополнительно был проведен расчет аналогичной рамы с жестким соединением $\chi_{\text{л}}=0$ и $\chi_{\text{л}}=0$. В этой раме высокий уровень напряжений продольных балок (величина бимоментов $B_{\text{л1}}$ и $B_{\text{л2}}$ в несколько раз выше, чем в раме 7), а угловая жесткость только на 18% выше, чем рамы 7. Сравнение напряженного состояния проводилось при одинаковой кососимметричной нагрузке.

Приведенные результаты можно объяснить тем, что «аллигаторное» соединение создает жесткую на кручение конструкцию, а стеснение продольных балок сравнительно небольшое. Как рекомендовано в работе [4], в автомобильных рамах необходимо применять конструкции соединений, при которых стеснение продольных и поперечных элементов в месте соединения было бы небольшим, а необходимая крутильная жесткость рамы обеспечивалась бы жесткостью поперечин. К таким конструкциям можно отнести и «аллигаторное» соединение.

Если на раму 7 будут действовать горизонтальные нагрузки, то в ее элементах возникнут как напряжения σ_{Γ} , так и напряжения σ_{ω} . В табл. 4 приведены результаты испытания рамы 7 на изгиб в ее плоскости — один конец рамы был закреплен, а на другой, свободный конец рамы действовала сила $P=100$ кгс. Полученные значения напряжений раскладывались на σ_{ω} и σ_{Γ} . Как видно из таблицы, эти напряжения имеют один порядок. Появление напряжений σ_{ω} в элементах рамы при действии горизонтальных нагрузок является недостатком «аллигаторного» соединения. Происходит это из-за передачи горизонтального момента с поперечины на продольную балку, в основном, через верхнюю жесткую прямую пластину, что приводит к созданию бимоментов. Расчет таких систем на горизонтальный изгиб ничем существенным не отличается от расчета на кручение.

Рассмотренная методика расчета автомобильных рам в отличие от существующих учитывает пространственность системы и особенность конструкций соединений продольных и поперечных элементов. Результаты расчета моделей хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Анализ расчета «аллигаторного» соединения позволил выявить рациональность такого соединения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Закс М. Н., Захаров А. А., Белокуров В. Н. О влиянии условий закрепления тонкостенного стержня открытого профиля на его напряженное и деформированное состояние. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3, с. 26—28.
2. Бычков Д. В. Строительная механика стержневых тонкостенных конструкций. М.: Гостройиздат, 1962.

3. Закс М. Н., Захаров А. А., Белокуров В. Н. К расчету коротких тонкостенных стержней открытого профиля автомобильной рамы. — Автомобильная промышленность, 1974, № 6, с. 17—21.

4. Закс М. Н., Белокуров В. Н. Регулирование крутильной жесткости рам автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1972, № 4, с. 19—22.

УДК 621.43:629.118.6

Влияние автоматического сцепления на суммарную частоту вращения коленчатого вала двигателя мотоцикла «Днепр МТ-10»

Д-р техн. наук Н. В. ДИВАКОВ, А. Н. СТРЕЛЬНИКОВ,
канд. техн. наук И. Е. МУРАТОВ, В. И. ЯРМАК
Московский автомеханический институт, Киевский
мотоциклетный завод

ДВИГАТЕЛЬ мотоцикла в условиях эксплуатации значительную часть времени используется для торможения и работает в режиме, который был назван акад. Е. А. Чудаковым принудительным холодным ходом.

При работе двигателя на таком режиме коленчатый вал вращается с частотой, значительно большей, чем на режиме холодного хода, а путь, проходимый мотоциклом, оказывается существенно меньшим, чем при движении накатом.

По этой причине суммарная частота вращения коленчатого вала, а следовательно, и путь поршней по стенкам цилиндров, пройденный на единицу расстояния, пройденного мотоциклом при торможении двигателем, будет больше, чем при движении накатом. Кроме этого, работа двигателя в режиме принудительного холодного хода исключает нормальное протекание рабочего процесса в цилиндрах, поскольку скоростной режим работы двигателя не соответствует положению дроссельных заслонок. Это существенно снижает время цикла, увеличивает количество остаточных газов и ведет к тому, что в цилиндры поступает богатая смесь, приготовляемая системой холодного хода карбюраторов. В цилиндрах создается весьма высокое разрежение. Из-за большого содержания остаточных газов скорость горения смеси заметно уменьшается и смесь не успевает полностью сгорать за время рабочего хода. Вспышки происходят редко и не во всех цилиндрах. Часть неиспарившегося топлива откладывается на стенки цилиндров, смывается с них маслом и разжижает его, а часть выбрасывается в глушитель и иногда воспламеняется от его горячих стенок.

Таким образом, при использовании режима торможения мотоцикла двигателем износ последнего может увеличиться из-за ухудшения смазки цилиндро-поршневой группы и нарушения равномерности вспышек в цилиндрах.

Московским автомеханическим институтом совместно с Киевским мотоциклетным заводом разработано автоматическое центробежное сцепление МАМИ—КМЗ для мотоциклов «Днепр» [1].

Конструкция этого сцепления исключает режим торможения двигателем во всех условиях эксплуатации, кроме тех редких случаев, когда он необходим по условиям движения (продолжительный крутой спуск, скользкая дорога).

Целью данного исследования является выявление влияния автоматического центробежного сцепления на суммарную частоту вращения коленчатого вала двигателя мотоцикла и, следовательно, на износ и долговечность двигателя.

Суммарные частоты вращения коленчатого вала двигателя мотоцикла со стандартным и автоматическим сцеплениями сравнивали методом дорожных испытаний серийного мотоцикла «Днепр МТ-10» Киевского мотоциклетного завода на горизонтальном участке дороги с асфальтовым покрытием. Мотоцикл был подготовлен к испытаниям согласно требованиям ГОСТ 6253—71.

Во время испытаний измеряли суммарную частоту вращения коленчатого вала двигателя, а также время и путь движения мотоцикла. Суммарная частота вращения коленчатого вала двигателя записывалась на ленту светолучевого осциллографа НО08М. Каждая отметка (штрих), полученная на ленте осциллографа с помощью прерывателя системы зажигания, соответствовала одному обороту коленчатого вала двигателя.

Путь, пройденный мотоциклом, измеряли путем регистрации частоты вращения переднего колеса с помощью индуктивного датчика, установленного на спицах. При этом каждые две отметки на ленте осциллографа соответствовали одному обороту колеса.

Время движения мотоцикла записывалось на ленту осциллографа через 0,1 с в виде вертикальных линий с помощью отметчика времени, входящего в комплект осциллографа.

Влияние автоматического центробежного сцепления на суммарную частоту вращения коленчатого вала двигателя исследовали по методу замкнутых циклов. Теория замкнутых циклов движения впервые была разработана д-ром техн. наук Б. С. Фалькевичем [2] для анализа влияния режимов движения автомобиля на расход топлива и среднюю скорость движения.

Эта теория была использована д-ром техн. наук Н. В. Диваковым для оценки влияния конструкции сцепления на суммарную частоту вращения вала двигателя автобуса и автомобиля. Сравнение результатов испытаний мотоцикла по методу замкнутых циклов возможно лишь в том случае, когда средние скорости циклов одинаковы. Для этого должны быть равны путь и время циклов.

С целью выполнения этого требования (при одинаковой максимальной скорости цикла испытания), следует в цикле испытаний со стандартным сцеплением увеличить время движения с установившейся скоростью и снизить скорость, при которой начинается торможение мотоцикла колесными тормозами.

Результаты испытаний будут существенно зависеть от интенсивности фазы разгона мотоцикла (степени открытия дроссельных заслонок, выбора моментов переключения передач и т. д.), скорости и продолжительности установившегося движения, степени использования двигателя для торможения мотоцикла.

В связи с тем, что целью данного исследования не является оценка влияния интенсивности разгона на суммарную частоту вращения коленчатого вала, разгон мотоцикла с обоими типами сцеплений осуществлялся при полностью открытых дроссельных заслонках ($\alpha=100\%$). Резкое включение стандартного сцепления и рывки при трогании с места не допускались. При этом в начальной фазе разгона (процесс трогания с места) дроссельные заслонки карбюраторов открывались не полностью по условиям безопасности движения [3].

Переключение передач осуществлялось при частоте вращения коленчатого вала двигателя, близкой к 5000 об/мин, что соответствовало следующим скоростям движения мотоцикла: $v_{I-II}=32$ км/ч при переключении с первой передачи на вторую, $v_{II-III}=55$ км/ч со второй на третью и $v_{III-IV}=71$ км/ч — с третьей на четвертую. При исследовании цикла с максимальной скоростью движения мотоцикла 60 км/ч переключение на четвертую передачу осуществлялось на этой же скорости. Момент переключения передач определяли визуально, по спидометру. Скорость установившегося движения мотоцикла в замкнутом цикле была выбрана исходя из наиболее часто повторяющихся условий движения мотоцикла в эксплуатации и ограничений, установленных правилами дорожного движения.

В связи с тем, что в нашей стране скорость движения механических транспортных средств в населенных пунктах ограничена до $v=60$ км/ч, а вне населенных пунктов $v=70\div 90$ км/ч, принимаем два значения скорости: $v_{\max}=60$ км/ч и $v_{\max}=80$ км/ч.

С целью сокращения трудоемкости испытаний и из-за отсутствия горизонтального участка дороги достаточной протяженности с усовершенствованным покрытием, фазу установившегося движения в замкнутых циклах при испытаниях не вводили, а ее влияние учитывали лишь аналитически.

Суммарная частота вращения коленчатого вала на установившемся режиме двигателя

$$\sum n_{\text{дв}} = \frac{v_{\max} i_k i_0 t_{\text{у.л}}}{60 \cdot 0,377 r_k},$$

где $i_k=1,3$ — передаточное число коробки передач на высшей передаче;

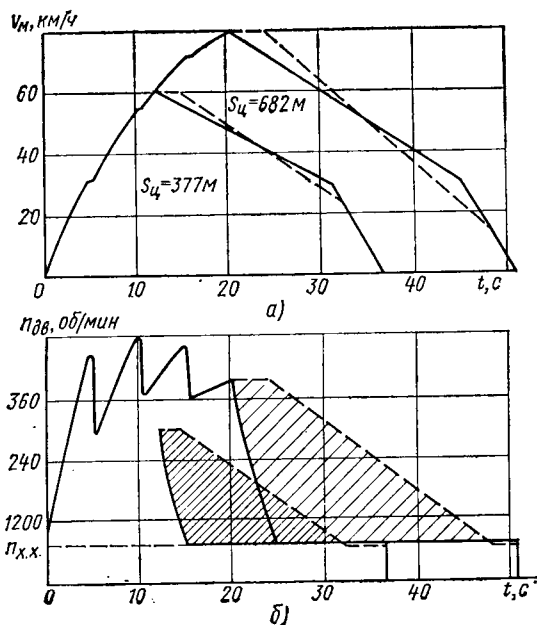


Рис. 1. Характеристика циклов проведения испытаний: а — замкнутые циклы движения мотоцикла; б — изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя за цикл

$i_0 = 4,62$ — передаточное число главной передачи;
 $r_k = 0,318$ м — радиус качения колеса;
 $t_{y.d}$ — время установившегося движения в с.

Также аналитически строили зависимость суммарной частоты вращения коленчатого вала двигателя, скорости и пути цикла по времени при торможении мотоцикла колесными тормозами.

Время и путь торможения колесными тормозами с начальной скорости торможения v_n до конечной скорости торможения $v_k = 0$ определяли по выражениям

$$t_{т.к.т} = \frac{v_n - v_k}{3,6j_3} = \frac{v_n}{3,6j_3};$$

$$S_{т.к.т} = \frac{v_n - v_k}{26j_3} = \frac{v_n}{26j_3},$$

где $j_3 = 1,5$ м/с² — замедление мотоцикла.

Суммарную частоту вращения двигателя за время торможения колесными тормозами подсчитывали так:

$$\sum n_{дв} = \frac{n_{х.х} t_{т.к.т}}{60} = \frac{n_{х.х} v_n}{216j_3},$$

где $n_{х.х}$ — частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме холостого хода.

Для проведения испытаний мотоцикла с каждым из сцеплений были разработаны два цикла. Циклы включали в себя разгон мотоцикла с места с интенсивным переключением передач при полном открытии дроссельных заслонок до скоростей 60 и 80 км/ч, накат или торможение двигателем и торможение колесными тормозами с замедлением $j_3 = 1,5$ м/с². Характеристики этих циклов, построенные по результатам обработки осциллограмм, показаны на рис. 1, а.

На этом рисунке также показано изменение скорости мотоцикла по времени движения в двух замкнутых циклах, отличающихся максимальными скоростями. Сплошными линиями представлены зависимости, полученные при движении с авто-

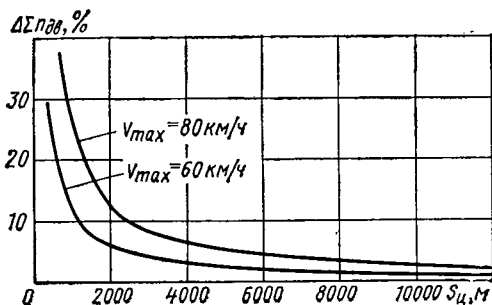


Рис. 2. Зависимость увеличения суммарной частоты вращения коленчатого вала двигателя от пути и максимальной скорости цикла

матическим сцеплением (с максимальным использованием наката), а штриховыми линиями — при движении со стандартным сцеплением (с максимальным использованием двигателя для торможения).

Изменение скорости мотоцикла по времени в процессе наката и торможения двигателем соответствует линии, незначительно отличающейся от прямой, поэтому для сравнения циклов изменение скорости на этих режимах было принято прямолинейным (ошибка при этом не превышала 1—2%). Кроме того, на рисунке указаны величины пути, проходимого мотоциклом за каждый из этих циклов движения.

В замкнутом цикле движения мотоцикла со стандартным сцеплением фаза торможения двигателем также может быть заменена во всех случаях свободным накатом. Однако это требует от водителя больших затрат нервной и физической энергии (особенно в условиях интенсивного городского движения).

На рис. 1, б показано изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя при движении мотоцикла со стандартным (штриховые линии) и автоматическим центробежным (сплошные линии) сцеплениями в замкнутых циклах. На этом рисунке приведены также величины суммарных частот вращения коленчатого вала двигателя для каждого из этих четырех циклов.

Заштрихованные площади на рисунке показывают разницу в величинах суммарных частот вращения коленчатого вала двигателя при движении мотоцикла с автоматическим и стандартным сцеплениями.

В связи с тем, что в процессе эксплуатации мотоцикла его двигатель не всегда полностью во всем диапазоне скоростей движения используется для торможения, целесообразно выявить влияние степени использования двигателя для торможения на суммарную частоту вращения его коленчатого вала.

Степень использования двигателя для торможения мотоцикла оценивалась лишь аналитически. Для этой цели был введен коэффициент использования двигателя для торможения мотоцикла

$$K_{т.д} = \frac{S_{т.д}}{S_{ц}} 100\%,$$

где $S_{т.д}$ — путь торможения двигателем в м;

$S_{ц}$ — путь цикла движения в м.

Чтобы оценить увеличение суммарной частоты вращения коленчатого вала двигателя $\Delta \sum n_{дв}$ при замене автоматического центробежного сцепления на стандартное, используем формулу

$$\Delta \sum n_{дв} = \frac{\sum n_{с.с} \sum n_{а.с}}{\sum n_{а.с}} 100\%,$$

где $\sum n_{с.с}$ — суммарная частота вращения коленчатого вала двигателя за цикл движения со стандартным сцеплением; $\sum n_{а.с}$ — суммарная частота вращения коленчатого вала двигателя за цикл при движении с автоматическим сцеплением.

Зависимость увеличения суммарной частоты вращения коленчатого вала двигателя от пути и максимальной скорости цикла показана на рис. 2, из которого видно, что при малой длине цикла (1000—1500 м) увеличение суммарной частоты вращения коленчатого вала двигателя составляет 8—25% и что даже при сравнительно большой протяженности цикла (3000—4000 м) это увеличение равно 3—8%. При этом повышение суммарной частоты вращения уменьшается с увеличением пути и средней скорости цикла и падением максимальной скорости цикла.

На рис. 3 показана зависимость увеличения суммарной частоты вращения коленчатого вала от степени использования $K_{т.д}$ двигателя для торможения мотоцикла. Между этими параметрами существует практически прямо пропорциональная зависимость. Рис. 3 показывает, что даже в случае сравнительно небольшой степени использования двигателя для торможения

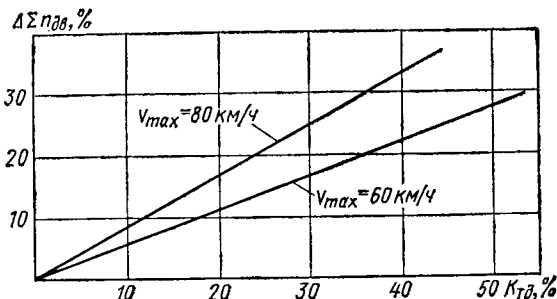


Рис. 3. Зависимость увеличения суммарной частоты вращения коленчатого вала двигателя от степени его использования для торможения мотоцикла

мотоцикла (10%) суммарная частота вращения коленчатого вала двигателя увеличивается на 8,5% при максимальной скорости цикла 80 км/ч и на 6% при 60 км/ч.

Если степень использования двигателя для торможения мотоцикла максимальная, частота вращения коленчатого вала увеличивается на 37% при максимальной скорости цикла 80 км/ч и соответственно на 30% при 60 км/ч.

В случае эксплуатации автомобиля со стандартным сцеплением режим торможения двигателем составляет 10—15% [4 и 5], в зависимости от условий эксплуатации, от общего пути движения. Если предположить, что режим торможения двигателем при эксплуатации мотоцикла со стандартным сцеплением также составляет 10—15% общего пути движения, то применение автоматического центробежного сцепления МАМИ—КМЗ, которое полностью исключает этот режим, заменяя его свободным накатом, позволит ожидать снижение суммарной частоты вращения коленчатого вала двигателя на 6—12%.

Таким образом, применение автоматического центробежного сцепления МАМИ—КМЗ на мотоцикле «Днепр МТ-10» значительно уменьшает суммарную частоту вращения коленчатого

вала двигателя. Это увеличивает долговечность мотоциклетного двигателя и трансмиссии в условиях эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматическое центробежное сцепление для мотоцикла «Днепр МТ-10» / Н. В. Диваков, И. Е. Муратов, В. И. Ярмук и др. — Мотовелопромышленность, НИИНавтопром, 1976, вып. 4.
2. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1963.
3. Процесс трогания с места мотоцикла «Днепр МТ-10» с автоматическим центробежным сцеплением / Н. В. Диваков, И. Е. Муратов, В. И. Ярмук и др. — Мотовелопромышленность, НИИНавтопром, 1976, вып. 5.
4. Великанов Д. П., Бернацкий В. И. Изучение эксплуатационных режимов работы автомобильного двигателя. — Автомобильный транспорт, 1960, № 4.
5. Лаптев С. А. Метод количественной оценки режимов работы автомобиля и его механизмов. — Автомобильная промышленность, 1952, № 4, с. 11—18.

УДК 629.114.6.001.4

Влияние дополнительных аэродинамических устройств на аэродинамические характеристики масштабной модели автомобиля

В. В. БАЛАШОВ, С. Л. БАРТЕНЕВ, В. А. СМЕРНОВ
Автозавод им. Ленинского комсомола

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ дополнительных аэродинамических устройств (спойлеров, закрылков, стабилизаторов и т. п.) на спортивных автомобилях получило широкое распространение, так как при равных тягово-скоростных показателях и устойчивости современных спортивных автомобилей их аэродинамические характеристики могут иметь решающее значение в соревнованиях.

Для выбора оптимального варианта дополнительных аэродинамических устройств автомобиля «Москвич-2140», подготовляемого на Автозаводе им. Ленинского комсомола для шоссейно-кольцевых гонок по спортивной группе А2 (без буферов, с широкими колесами, с низкопрофильными шинами и наплавками на крыльях над выступающими колесами), были проведены испытания масштабной модели, геометрически подобной этому автомобилю, в аэродинамической трубе Научно-исследовательского института механики МГУ им. М. В. Ломоносова. В нижней части модели, выполненной в пластине в масштабе 1:4, имитировались нижние рычаги передней подвески, балка переднего моста, поддон двигателя, нижние части картеров сцепления и коробки передач, карданный вал, задний мост, рессоры, выпускная труба, глушители и бензобак. Подкапотное пространство и вращение колес в модели не были учтены.

При продувке был установлен неподвижный экран на расстоянии, соответствующем дорожному просвету автомобиля. Аэродинамические силы и моменты, действующие на модель, фиксировались шестикомпонентными аэродинамическими весами: коэффициенты сил и моментов пересчитывались в связанной системе координат (рис. 1) по следующим формулам:

$$c_{x, y, z} = \frac{2F_{x, y, z}}{\rho v_n^2 S}; \quad m_x = \frac{2M_x}{\rho v_n^2 S b}; \quad m_{y, z} = \frac{2M_{y, z}}{\rho v_n^2 S l},$$

где F_x — сила лобового сопротивления в кгс;
 F_y — боковая сила в кгс;
 F_z — подъемная сила в кгс;
 M_x — момент крена в кгс·м;
 M_y — опрокидывающий момент в кгс·м;
 M_z — поворачивающий момент в кгс·м;
 $l=1,012$ м — длина модели;

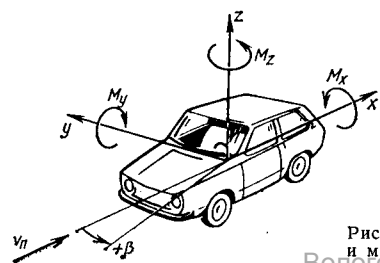


Рис. 1. Аэродинамические силы и моменты, действующие на модель

$b=0,4$ м — ширина модели;
 $S=0,1102$ м² — площадь модели;
 $\rho=0,125$ кгс·с² — плотность воздуха;
 $v_n=35\div 40$ м/с — скорость воздушного потока (соответствует режиму автоматичности).

Угол β натекания воздушного потока изменялся от 0 до 20°. К исходной модели были добавлены в различных комбинациях передние спойлеры трех вариантов П1, П2 и П3 (рис. 2), задние спойлеры двух вариантов З1 и З2, стабилизаторы двух вариантов С1 и С2, расширенные передние и задние крылья 1 и 2 (ШК). Коэффициенты лобового сопротивления и подъемной силы основных вариантов модели приведены в таблице.

Вариант	c_x	Δc_x в % к исходному варианту	c_z	Δc_z в % к исходному варианту
Исходный	0,385	—	0,243	—
З1	0,370	−3,9	0,229	−5,8
З2	0,408	+5,9	0,123	−49,3
П1	0,379	−1,5	0,145	−40,3
П2	0,369	−4,2	0,109	−55,1
П1, З1	0,365	−5,2	0,028	−88,4
П2, З1	0,352	−8,6	0	−100
П2, З2	0,348	−9,6	0,069	−71,6
П1, З1, С1	0,364	−5,6	0,051	−79,0
П2, З2, С2	0,347	−9,9	0,025	−89,7
П3, З2, С2	0,328	−14,8	0,09	−62,9

Анализ результатов испытаний позволяет сделать некоторые выводы. Задний спойлер уменьшает разрежение за задним стеклом автомобиля, что приводит к уменьшению разности сил давления перед автомобилем и за ним и, следовательно, силы лобового сопротивления. Однако задний спойлер слиш-

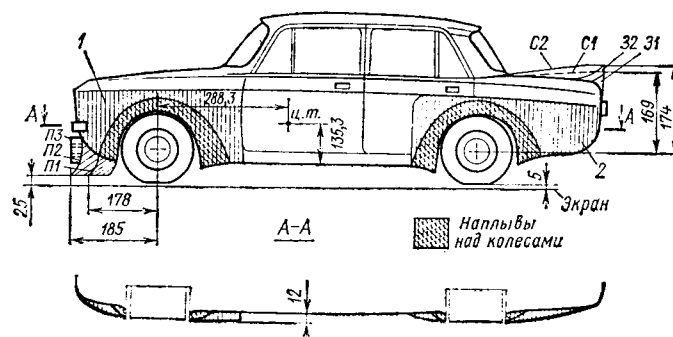


Рис. 2. Схема модели автомобиля с дополнительными аэродинамическими устройствами

ком больших размеров (32) увеличивает коэффициент c_x модели за счет собственного сопротивления спойлера. Задний спойлер уменьшает и подъемную силу (величина c_z уменьшается примерно на 50%), но несколько разгружает передние колеса (коэффициент опрокидывающего момента m_y возрастает на 0,05, что соответствует примерно 4 кгс·м на натурном автомобиле). При увеличении угла натекания β воздушного потока повышение доли собственного сопротивления заднего спойлера приводит к резкому возрастанию коэффициента c_x модели (рис. 3).

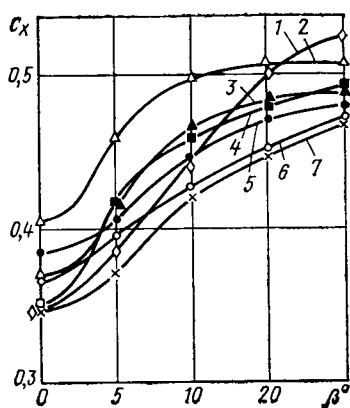


Рис. 3. Зависимость изменения коэффициента c_x лобового сопротивления от угла β натекания: 1 — П2, 32, С2, ШК; 2 — 32; 3 — 31; 4 — П2, 32; 5 — исходный вариант; 6 — П2; 7 — П2, 32, С2

Подъемная сила также резко увеличивается при $\beta=10^\circ$ (рис. 4). Характер кривых $c_x, c_z=f(\beta)$ не зависит от размеров спойлера.

Передний спойлер — эффективное средство, уменьшающее как лобовое сопротивление, так и подъемную силу автомобиля. В данном случае исследовалось влияние переднего спойлера, перекрывающего дорожный просвет настолько, насколько позволяет ход подвески спортивного автомобиля. Такой спойлер почти полностью отсекает воздушный поток, направляющийся под автомобиль. Этим уменьшается влияние собственного сопротивления плохо обтекаемых деталей снизу автомобиля. Воздушный поток проходит в основном сверху и по боковинам автомобиля, и статическое давление по поверхности кузова распределяется так, что подъемная сила существенно уменьшается.

Как видно из таблицы, установка переднего спойлера П2 приводит к снижению величины c_x на 4% и c_z почти на 60% по сравнению с исходным вариантом, причем подъемная сила не зависит от угла натекания. Если сдвигать спойлер вперед, то аэродинамические характеристики модели улучшаются при всех углах натекания. Плоский вертикальный спойлер П3 снижает величину c_x при $\beta=0$ на 5,5%, по сравнению с изогнутым в нижней части спойлером, но несколько увеличивает подъемную силу (см. варианты П2, 32, С2 и П3, 32, С2). Передний спойлер влияет также на распределение нагрузки по осям: коэффициент m_y при $\beta=0$ меняется от $-0,03$ при исходном варианте до $-0,17$ при варианте П2.

Совместное применение переднего и заднего спойлеров приводит к общему уменьшению коэффициентов c_x и c_z , однако характер кривой $c_x=f(\beta)$ не меняется (см. рис. 3). Из рис. 4 видно, что коэффициент c_z подъемной силы достигает минимального значения $-0,1$ при $\beta=10^\circ$, а затем снова возрастает, но менее интенсивно, чем у модели с одним задним спойлером.

Уменьшить влияние собственного сопротивления заднего спойлера удастся с помощью стабилизаторов, препятствующих

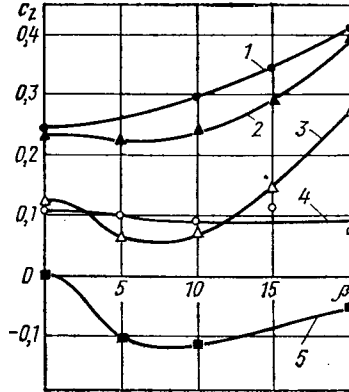


Рис. 4. Зависимость изменения коэффициента c_z подъемной силы от угла β натекания: 1 — исходный вариант; 2 — 31; 3 — 32; 4 — П2; 5 — П2, 32

натеканию потока на спойлер сбоку. В случае применения стабилизаторов коэффициент c_x в целом снижается, а подъемная сила возрастает незначительно, оставаясь отрицательной при $\beta>0$.

Однозначного влияния стабилизаторов на поворачивающий момент M_z , вопреки ожиданиям, на данной модели выявить не удалось.

Как видно из рис. 3, установка широких крыльев приводит к резкому возрастанию величины c_x при $\beta>5^\circ$ (см. вариант П2, 32, С2, ШК).

При установке одного переднего спойлера коэффициент момента крена m_x при $\beta=20^\circ$ увеличивается примерно вдвое (у исходного варианта он равен примерно 0,032, а у варианта П2 — примерно 0,07). Если совместно с передним спойлером применить задний спойлер со стабилизаторами (вариант П2, 32, С2), то этот коэффициент снижается до 0,055.

Коэффициент боковой силы c_y у большинства вариантов модели при $\beta=0-20^\circ$ линейно возрастает от 0 до 0,8—0,9, и лишь для варианта П2 при $\beta=20^\circ$ он равен примерно 0,74.

Наилучший из исследованных вариантов дополнительных аэродинамических устройств (вариант П3, 32, С2) приводит к уменьшению коэффициента c_x на 0,057 по сравнению с исходным вариантом. Если допустить, что на натурном автомобиле эта величина сохранится, то при скорости $v_a=180$ км/ч разница в силе сопротивления воздуха составит примерно 16 кгс, а выигрыш в мощности ΔN_w соответственно 10,5 л. с. График, иллюстрирующий преимущества автомобиля с дополнительными аэродинамическими устройствами, показан на рис. 5.

Учитывая трудность форсирования двигателя автомобиля спортивной группы А2 даже на 1 л. с., легко понять, как важно уделять должное внимание аэродинамике при подготовке спортивного автомобиля

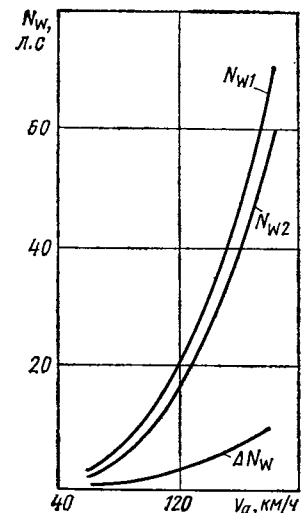


Рис. 5. Затраты мощности автомобиля на преодоление сопротивления воздуха (N_{w1} — для исходного варианта модели; N_{w2} — для варианта П3, 32, С2)

Исследование динамических нагрузок в трансмиссии при включении сцепления в диапазонной гидропередаче

Л. А. РУМЯНЦЕВ
НАМИ

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ передачи получают все большее распространение в автомобилях. Однако нередки случаи, когда после включения передачи у неподвижного автомобиля, двигатель которого работал на режиме холостого хода, возникает сильное дергание. Часто вопреки желанию водителя автомобиль начинает движение с так называемой ползучей скоростью. Указанные недостатки значительно ухудшают комфортабельность автомобиля и усложняют управление им, особенно при маневрировании в тесных дорожных условиях.

В диапазонных гидропередачах, применяемых на автомобилях большой грузоподъемности, установлены фрикционные сцепления, имеющие значительный крутящий момент трения, но не рассчитанные на большую работу буксования. Следовательно, при трогании автомобиля с места водитель должен нажимать на педаль подачи топлива только после полного включе-

ния сцепления. С этой целью, например, в гидропередачах Трансматик (ФРГ) эта педаль заблокирована с приводом сцепления.

Таким образом, для диапазонных гидропередач (рис. 1) при трогании автомобиля с места характерен режим включения фрикционного сцепления при работе двигателя на режиме холостого хода.

Примем, что в момент времени $t=0$ вал 1 двигателя, соединенный с насосным колесом 2 гидротрансформатора 3, имеет угловую скорость $\omega=\omega_0$, а фрикционное сцепление 4 полностью выключено. Следовательно, передаваемый сцеплением крутящий момент трения $M_c=0$. В этом случае вал 5 турбинного колеса 6 гидротрансформатора не нагружен крутящим моментом и угловая скорость вращения вала турбины гидротрансформатора $\omega_t \approx 0$. Следовательно, в рассматриваемый момент

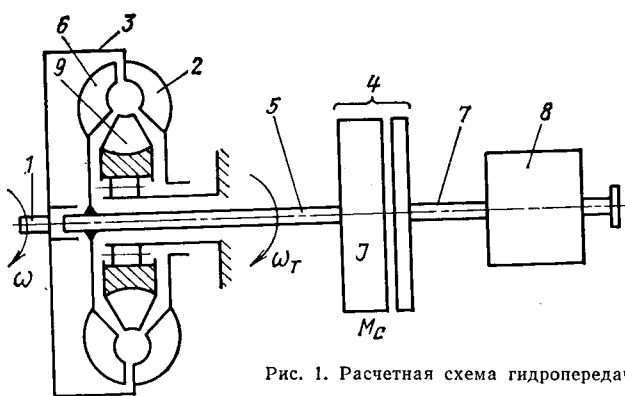


Рис. 1. Расчетная схема гидропередачи

времени $t=0$ гидротрансформатор будет работать на режиме гидромукты с передаточным числом $i \approx 1,0$. Поскольку автомобиль неподвижный, угловая скорость ω_K первичного вала 7 коробки передач 8 равна нулю.

Пусть при $t>0$ начнется включение фрикционного сцепления, следствием чего явится нагружение крутящим моментом вала 5 турбинного колеса гидротрансформатора и первичного вала 7 коробки передач. Согласно принципу Д'Аламбера для вращательного движения вала 5

$$J \frac{d\omega_T}{dt} = M_T - M_c, \quad (1)$$

где M_T — крутящий момент на валу 5 при $0 < i < 1,0$;

J — момент инерции вала турбины и связанных с ним вращающихся масс в рассматриваемом режиме работы гидротрансформатора.

Если двигатель работает на холостом ходу, а в гидропередаче начинается включение фрикционного сцепления, то в переходном процессе выравнивания угловых скоростей между ведущими и ведомыми дисками сцепления угловая скорость вала турбинного колеса уменьшается до нуля, поэтому $\omega_T < 0$. Таким образом, в указанном переходном процессе крутящий момент на первичном валу коробки передач

$$M_K = J \left| \frac{d\omega_T}{dt} \right| + M_T = M_c.$$

Исследуемый пик динамического крутящего момента $M_{дин}$ на первичном валу коробки передач будет в момент времени t_c , когда вал 5 остановится ($\omega_T = 0$). При этом буксование в сцеплении прекращается, так как $\omega_T = \omega_K = 0$.

При $t > t_c$ крутящий момент на первичном валу коробки передач будет равен моменту M_T , который примет установившееся значение $M_{к.у}$, определяемое по известному уравнению

$$M_{к.у} = \frac{900}{\pi^2} \rho \lambda_{10} \omega^2 D_a^5 K_0,$$

где ρ — плотность рабочей жидкости в гидротрансформаторе; λ_{10} — коэффициент входного крутящего момента при блокировке вала турбинного колеса гидротрансформатора ($i=0$);

D_a — активный диаметр гидротрансформатора;

K_0 — коэффициент трансформации гидротрансформатора при блокировке вала турбинного колеса.

На рис. 2 приведены типичные осциллограммы изменения нагрузки в трансмиссии автомобиля при включении сцепления. Осциллограммы записаны во время испытаний диапазонной гидропередачи конструкции НАМИ, рассчитанной на совместную работу с быстроходным дизелем мощностью 400—450 л. с. Переходные процессы регистрировались при движении пленки осциллографа справа налево. Начало включения сцепления ($t=0$) определено точкой 1. Угловые скорости $\omega, \omega_T, \omega_K$ записывались в виде импульсов, отметка времени равна 0,1 с. Штампованный гидротрансформатор имел активный диаметр $D_a = 0,43$ м.

На приведенных осциллограммах видно, что по прошествии времени t_c крутящий момент M_K скачком падает от значения $M_{дин}$ до $M_{к.у}$. Точка 2 соответствует моменту принудительного сцепления и возвращения гидропередачи в исходное состояние.

Изложенное показывает, что для определения максимального пика динамического крутящего момента $M_{дин}$ необходимо определить время t_c и подставить его в уравнение, описывающее процесс включения сцепления $M_c = f(t)$. При этом подразумевается, что указанная функция — монотонно возрастающая.

Пусть M_ϕ — приведенный к первичному валу коробки передач крутящий момент сопротивления движению автомобиля. Испытания показывают, что если при включении сцепления мо-

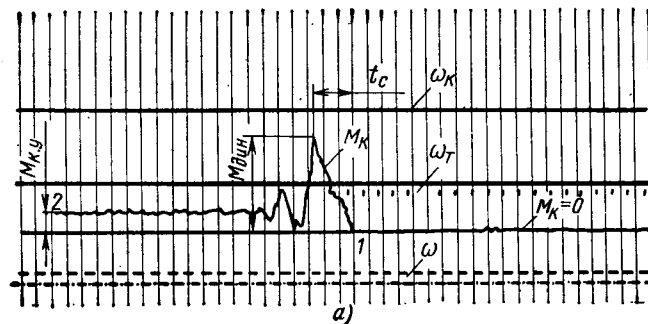


Рис. 2. Осциллограммы процесса нагружения трансмиссии при включении сцепления и различной начальной скорости вала турбины: а — $\omega_T = 60,94$ с⁻¹; б — $\omega_T = 144,5$ с⁻¹

мент $M_\phi > M_{дин}$, то автомобиль остается неподвижным. При этом динамические нагрузки в трансмиссии невелики и не ощущаются пассажирами. Когда $M_{дин} > M_\phi > M_{к.у}$, то при включении сцепления возможно деганирование автомобиля. Если $M_{дин} > M_{к.у} > M_\phi$, то при включении сцепления происходит интенсивное деганирование автомобиля и последующее его движение с ползучей скоростью.

Наибольшее деганирование будет наблюдаться в том случае, когда M_ϕ принимает наименьшее значение, т. е. если автомобиль не нагружен, а в коробке передач включаются низшие ступени.

Для аналитического решения уравнения (1) и расчета времени t_c примем следующие допущения.

1. Двигатель внутреннего сгорания снабжен регулятором частоты вращения коленчатого вала, обеспечивающим крутую регуляторную характеристику изменения крутящего момента $M_d = f(\omega)$ при заданном положении рейки подачи топлива; поэтому в процессе включения сцепления считаем, что $\omega = \omega_0 = \text{const}$.

2. Процесс включения сцепления $M_c = f(t)$ происходит при $t > 0$ по линейному закону, т. е. $M_c = k_c t$, где k_c — коэффициент, характеризующий скорость включения (нагружения) сцепления.

С учетом принятых допущений уравнение (1) принимает следующий вид:

$$J \frac{d\omega_T}{dt} = m \rho \lambda_1 \omega_0^2 D_a^5 K - K_c t, \quad (2)$$

где $m = \frac{900}{\pi^2}$ — постоянный коэффициент;

$K = f(i)$ — коэффициент трансформации гидротрансформатора;

$\lambda_1 = f(i)$ — коэффициент входного крутящего момента гидротрансформатора.

Если зависимости $K = f(i)$ и $\lambda_1 = f(i)$ выразить в виде полиномов второй степени, как это принято в ряде работ, например [2], и даже в виде линейной зависимости (на режиме преобразования гидротрансформатором крутящего момента), то уравнение (2) примет вид уравнения Риккати, которое в общем случае в квадратурах не интегрируется. В этом случае уравнение (2) может быть решено только с использованием ЭЦВМ для отдельных частных случаев, что не дает конструктору полного представления о взаимном влиянии параметров гидропередачи на протекание переходного процесса остановки вала турбинного колеса.

Поставленную задачу можно решить построением для данного гидротрансформатора точной зависимости $\lambda_1 K = f(i)$ или $\rho \lambda_1 K = f(i)$ с последующей ее кусочно-линейной аппроксимацией, т. е. линеаризацией произведения $\lambda_1 K$, а не его сомножите-

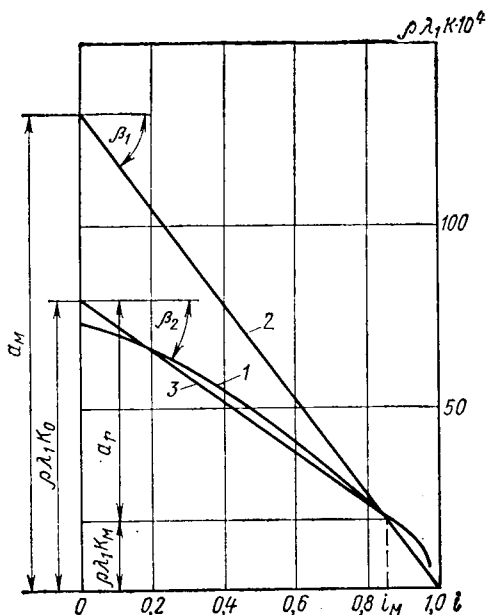


Рис. 3. Характеристика гидротрансформатора $\rho\lambda_1 K = f(i)$, используемая при расчетах

лей по отдельности. Такой прием позволяет решить уравнение (2) в общем виде с требуемой для практических целей точностью.

На рис. 3 для комплексного гидротрансформатора кривой 1 показана зависимость $\rho\lambda_1 K = f(i)$ и ее аппроксимация в виде двух отрезков прямых 2 и 3. Прямая 2 аппроксимирует характеристику гидротрансформатора в диапазоне $i_m \leq i \leq 1,0$, т. е. при работе гидротрансформатора на режиме гидромукты, где i_m — передаточное отношение, при котором гидротрансформатор переходит в режим гидромукты. Отрезок прямой 3 аппроксимирует характеристику гидротрансформатора на режиме преобразования крутящего момента, т. е. при $0 \leq i \leq i_m$.

При необходимости для получения большей точности зависимость возможно аппроксимировать тремя и большим числом отрезков. На основе изложенного для участка $i_m \leq i \leq 1,0$, когда гидротрансформатор работает на режиме гидромукты, уравнение (2) может быть представлено в виде

$$J_1 \frac{d\omega_T}{dt} = m\omega_0^2 D_a^5 [\lambda\rho_1 K - b_1(i - i_m)] - K_c t,$$

где J_1 — суммарный момент инерции вращающихся деталей, жестко связанных с турбинным валом гидротрансформатора, учитывающий массу жидкости в круге циркуляции гидротрансформатора и вращающуюся массу колеса реактора [3].

Согласно принятому допущению можно записать, что $i = \omega_T/\omega_0$, поэтому

$$J_1 \frac{d\omega_T}{dt} + mD_a^5 \omega_0 b_1 \omega_T = mD_0^5 \omega_0^2 [\rho\lambda_1 K_m - b_1 i_m] - K_c t,$$

где $b_1 = \text{tg } \beta_1$.

Обозначим $a_m = \rho\lambda_1 K_m + b_1 i_m$. После подстановки получим исходное дифференциальное уравнение, описывающее изменение угловой скорости вала турбинного колеса гидропередачи при включении сцепления:

$$J_1 \frac{d\omega_T}{dt} + mD_a^5 \omega_0 b_1 \omega_T = mD_a^5 \omega_0^2 a_m - K_c t. \quad (3)$$

Для решения уравнения (3) используем операторные преобразования Карсона—Хевисайда, тогда

$$J_1 p \omega_T(p) - J_1 p \omega_0 + mD_a^5 \omega_0 b_1 \omega_T(p) = m\omega_0^2 D_a^5 a_m - K_c/p,$$

откуда, приняв $\delta_1 = \frac{mD_a^5 \omega_0 b_1}{J_1}$, получим

$$\omega_T(p) = \frac{mD_a^5 \omega_0^2 a_m}{J_1(p + \delta_1)} - \frac{K_c}{J_1 p(p + \delta_1)} + \frac{p\omega_0}{(p + \delta_1)}.$$

Следовательно, $\omega_T = f(t)$ в окончательном виде будет иметь следующий вид:

$$\omega_T = \omega_0 - \frac{K_c}{J_1 \delta_1} \left[t - \frac{1}{\delta_1} (1 - e^{-\delta_1 t}) \right]. \quad (4)$$

Переход на режим преобразования гидротрансформатором

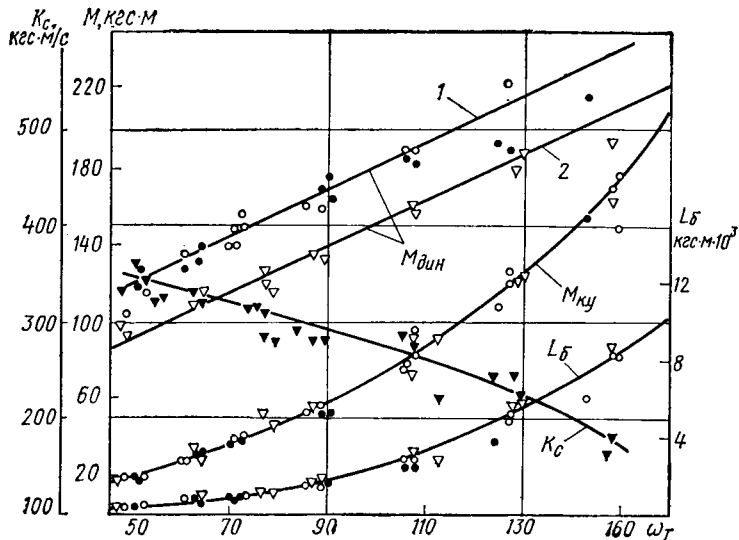


Рис. 4. График нагрузок в трансмиссии и характеристики работы сцепления, полученные при испытаниях диапазонной гидропередачи

крутящего момента произойдет по истечении времени t_m . В указанный момент времени угловая скорость вала турбинного колеса $\omega_{T.m} = \omega_0 i_m$. Время t_m можно определить, используя уравнение (4):

$$\frac{J_1 \delta_1 (\omega_0 - \omega_{T.m})}{K_c} = t_m - \frac{1}{\delta_1} (1 - e^{-\delta_1 t_m}).$$

По аналогии для участка $0 \leq i \leq i_m$, когда гидротрансформатор преобразует крутящий момент, получим

$$\omega_T = \omega_{T.m} - \frac{K_c}{J_2 \delta_2} \left[t - \frac{1}{\delta_2} (1 - e^{-\delta_2 t}) \right], \quad (5)$$

где $\delta_2 = \frac{mD_a^5 \omega_{T.m} b_2}{J_2}$;

$$b_2 = \text{tg } \beta_2 = a_T / i_m.$$

На режиме преобразования гидротрансформатором крутящего момента величина суммарного момента инерции $J_2 < J_1$, так как колесо реактора 9 (см. рис. 1) неподвижно, т. е. $J_2 = J_1 - J_p$, где J_p — момент инерции колеса реактора. Время t_r , в течение которого передаточное отношение изменяется от i_m до нуля, определяется по уравнению

$$\frac{J_2 \delta_2 \omega_{T.m}}{K_c} = t_r - \frac{1}{\delta_2} (1 - e^{-\delta_2 t_r}). \quad (6)$$

Следовательно, общее время включения сцепления до прекращения в нем пробуксовывания ведомых и ведущих дисков $t_c = t_m + t_r$, поэтому максимальный динамический крутящий момент на первичном валу коробки передач $M_{дин} = (t_m + t_r) K_c$.

Следует обратить внимание, на то что величины δ_1 и δ_2 являются коэффициентами затухания переходного процесса изменения угловой скорости ω_T вала турбинного колеса от ω_0 до нуля.

На рис. 4 представлены зависимости $M_{дин} = f(\omega_T)$ и $M_{к.у} = f(\omega_T)$, полученные после обработки осциллограмм при тензометрических испытаниях диапазонной гидропередачи. Записи проводились от тензодатчиков, установленных на карданном валу автомобиля, с последующим пересчетом на первичный вал коробки передач. В гидропередаче применено сухое однодисковое фрикционное сцепление, имеющее максимальный момент трения 320 кгс·м.

Управление сцеплением осуществляется с помощью электропневматического устройства, которое получает команды от расположенного в рукоятке рычага переключения передач электрического выключателя, контакты которого автоматически замыкаются, если водитель начинает переключать передачу в коробке передач. Педаль сцепления отсутствует.

Электропневматическое устройство содержит пневматический цилиндр, шток которого соединен с рычагом управления сцеплением, и электропневматический клапанный механизм. При выключении сцепления клапанный механизм соединяет пневматический цилиндр с пневморесивером автомобиля, что способствует быстрому выключению сцепления (за 0,09—0,12 с). При включении сцепления пневмоцилиндр соединяется с клапаном быстрого выпуска воздуха, который за 0,08—0,1 с снижает давление воздуха в пневмоцилиндре до величины, при которой ве-

домые и ведущие диски сцепления сводятся до соприкосновения. Дальнейшее включение сцепления с появлением в сцеплении крутящего момента трения происходит при выпуске воздуха из пневмоцилиндра через жиклер.

Линии 1 и 2, представляющие характеристику $M_{дпп} = f(\omega_T)$, получены при установке жиклера диаметром 1,5 и 2,0 мм соответственно. На рис. 4 также приведена полученная при испытаниях зависимость $M_{к.у} = f(\omega_T)$, характеризующая крутящий момент на выходе гидротрансформатора при блокировке вала турбинного колеса. Эта характеристика близка к квадратичной параболе и соответствует приведенному уравнению.

Полученные при испытаниях зависимости $M_{дпп}$ и $M_{к.у}$ при возрастании величины ω_T пересекаются. Одной из причин пересечения является падающая зависимость кривой $K_c = f(\omega_T)$. Это связано с уменьшением коэффициента трения фрикционных накладок ведомого диска сцепления, что является следствием увеличения средней скорости проскальзывания между дисками сцепления в процессе его включения и повышения температуры на рабочих поверхностях дисков из-за роста работы буксования $L_6 = f(\omega_T)$.

Зависимость $K_c = f(\omega_T)$ получена при жиклере диаметром 1,5 мм. Отмеченное уменьшение отношения $M_{дпп}/M_{к.у}$ при увеличении ω_T хорошо видно при анализе осциллограмм (см. рис. 2, а и б).

Результаты расчетов по предложенным уравнениям (4)–(6) хорошо совпадают с экспериментальными данными: их расхождение не превышает 5,5%.

При испытаниях было установлено, что на холостом ходу двигателя при выключенном сцеплении передаточное число в гидротрансформаторе изменяется от 0,975 до 0,99, т. е. $\omega_T = (0,975 \div 0,99) \omega_0$. Естественно, что большие передаточные числа соответствуют повышенным значениям ω_0 , поэтому при аналитических расчетах за основу брались величины ω_T , а не ω_0 .

Все измерения проводились последовательно при заторможенных колесах автомобиля и при отпущенной педали тормоза.

за. При этом было установлено, что если двигатель работает с повышенной угловой скоростью ω и после включения сцепления автомобиль трогается с места, то динамические нагрузки $M_{дпп}$ снижаются всего на 6–8%.

Проведенное исследование показало, что при включении сцепления, соединяющего первичный вал коробки передач и турбинное колесо гидротрансформатора (если двигатель автомобиля работает на холостом ходу), в трансмиссии появляются динамические нагрузки $M_{дпп}$, которые могут достигать значительных величин. Причиной появления динамических нагрузок является наличие момента инерции J вращающихся масс, связанных с валом турбинного колеса.

Наиболее целесообразным путем снижения динамических нагрузок при включении сцепления следует считать уменьшение момента инерции J и минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу. К вопросу выбора величины K_c и всей схемы автоматизированного управления сцеплением следует подходить осторожно. При уменьшении величины K_c снижаются динамические нагрузки, но в то же время затягивается включение сцепления, что крайне нежелательно.

Полученные уравнения позволяют оценить величину динамических нагрузок в трансмиссии еще на стадии проектирования диапазонной гидропередачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Румянцев Л. А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений. М., Машиностроение, 1975.
2. Нарбут А. Н. О расчете неустановившихся режимов движения автомобиля с гидротрансформатором. — Автомобильная промышленность, 1973, № 1, с. 20–23.
3. Лаптев Ю. Н. Автотракторные гидротрансформаторы, М., Машиностроение, 1973, 279 с.

УДК 629.113.001.4:620.1.05

Стенд для испытаний пневматических шин

Канд. техн. наук И. В. БАЛАБИН, А. Б. БЕЛОСЛЮДОВ, А. В. КНОРОЗ,

А. А. ЛОГУНОВ, А. М. РАКЛЯР, А. Т. САПОЖНИКОВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ жесткостных характеристик шин в Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ разработан универсальный стенд. На рис. 1 представлен общий вид стенда, а на рис. 2 приведена кинематическая схема.

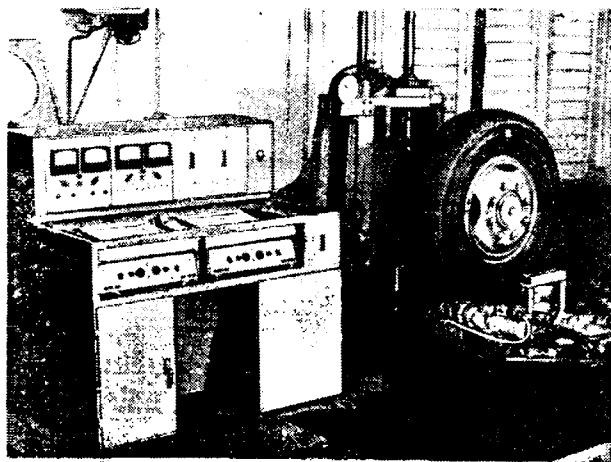
Основой стенда служит жесткая рама, закрепленная на фундаменте, к которой прикрепляются все основные элементы стенда. На раме установлена несущая стойка 1 с механизмами, позволяющими перед началом испытания перемещать испытуемое колесо по высоте и в осевом направлении. Это необходимо для установки на стенд колес различных размеров с разным вылетом диска. Стойка 1 представляет собой массивную жесткую конструкцию с вертикальными направляющими, по которым может перемещаться ползун 2. Через отверстие в ползуне

проходит толстостенная труба-консоль 3, которая при помощи винта 4 может перемещаться вдоль своей оси. В нужном положении труба фиксируется двумя винтами 5 через накладки. В отверстии трубы 3 в подшипниках проходит вал 6, один конец которого шлицевой, а другой — квадратного сечения. На шлицевой конец вала надевается ступица 7, к которой прикрепляется испытуемое колесо 8, а другой конец связан с рычагом 9 тангенциального нагружения. Рычаг 9 поворачивается при помощи электромеханизма 10 типа АПС-4МД толкающим усилием до 4 тс и вращает вал с насаженной на него ступицей и испытуемым колесом, создавая крутящий момент. Радиальное нагружение задается вертикальным перемещением промежуточной плиты 11. Плошадка перемещается в роликовых направляющих 12 под действием рычажной системы, состоящей из двух рычагов 13 и 14, связанных тягой 15, и шатуна 16, соединяющего промежуточную плиту с верхним рычагом. На нижнем рычаге закреплен ходовой винт 17. Гайка, надетая на винт, приводит во вращение от электродвигателя через редуктор. Двигатель и редуктор установлены на тележке 18, опирающейся роликами на полку рычага.

На тележке шарнирно подвешены массивные грузы, причем точка их подвеса выбрана с таким расчетом, чтобы центр тяжести тележки вместе с грузами всегда лежал на одной прямой с центрами шарниров опоры и переднего конца рычага 14.

Величина радиальной нагрузки на шину определяется положением нагружающей тележки на нижнем рычаге. Изменение угла наклона рычага, соответствующее изменению радиальной деформации, практически не влияет на эту величину. Существующая погрешность системы слежения по вертикальной нагрузке обусловлена неточностями при изготовлении рычажной системы, трением в опорах и составляет около 2,5% на малых нагрузках (шины легковых автомобилей) и до 1,5% на средних и больших нагрузках.

Промежуточная плита имеет основание, к которому снизу прикреплены вертикальные направляющие и шатун рычажной системы радиального нагружения. По верхней плоскости основания в шариковых направляющих, установленных горизонтально,



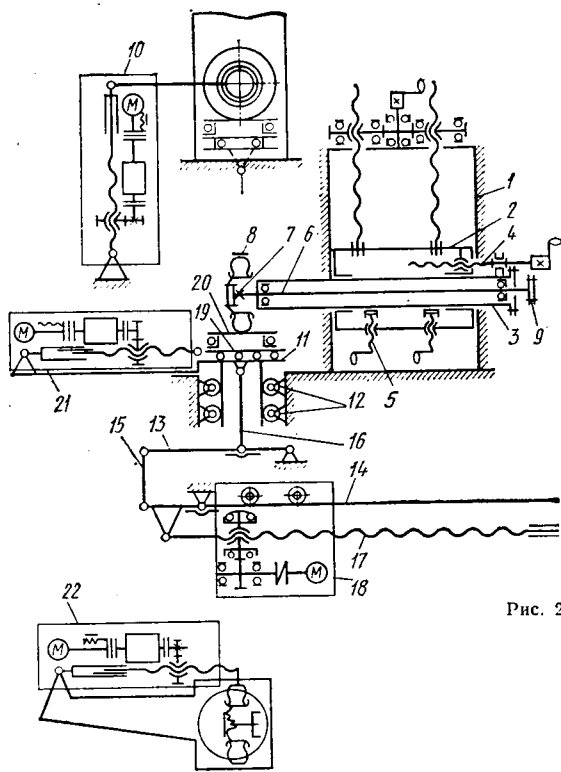


Рис. 2.

тально, параллельно оси вращения шины может перемещаться промежуточная опорная плита 19, а также верхняя опорная площадка 20. Плита перемещается в горизонтальных направлениях при помощи электромеханизма 21 типа АПС-4МД, обеспечивая боковое нагружение шин.

С промежуточной плитой 11 через силоизмерительные датчики связана измерительная плита, передающая все задаваемые на шину нагрузки, регистрируемые тензорезисторными преобразователями, установленными по трем взаимно перпендикулярным направлениям, соответствующим направлениям действующих на шину сил (вертикальной, боковой и т. д.).

На упорном шарикоподшипнике большого диаметра измерительной плиты установлена верхняя опорная площадка с легкоъемными плитами, обеспечивающими разные коэффициенты трения за счет различия материалов покрытия. Верхняя опорная площадка через рычаг и датчик тензопреобразователя соединена с электромеханизмом 22 углового нагружения испытуемого колеса.

Параметры силового нагружения шины при испытаниях измеряют при помощи стандартных преобразователей типа РА. Для измерения кинематических параметров нагружения — радиальной деформации шины, боковых перемещений плиты, а также угла поворота стола и колеса с шиной служат реостатные преобразователи линейных и угловых перемещений. Особенностью измерительной схемы стенда является то, что для определения сил и моментов на всех пределах используют одни и те же тензорезисторные преобразователи. При этом переход с одного предела измерений на другой осуществляется за счет изменения коэффициента усиления согласующего усилителя. Повышение метрологических характеристик тензорезисторных преобразователей силы обеспечивается за счет снижения полезности и временного дрейфа тензорезисторных мостов путем уменьшения мощности рассеяния на тензорезисто-

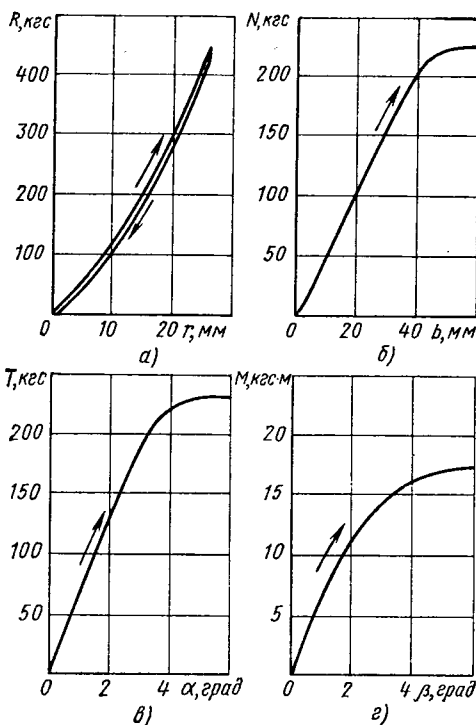


Рис. 3

рах. Уменьшение выходного сигнала с тензорезисторных мостов компенсируется за счет большего коэффициента усиления согласующих усилителей высокого класса точности (типа И-37). Многопредельное измерение линейных и угловых перемещений осуществляется изменением напряжения питания реостатных преобразователей.

Измерительная часть стенда позволяет индивидуально регистрировать две силовые и одну кинематическую характеристику испытуемой шины. Для этой цели используют два усилителя типа И-37 и многодиапазонную систему измерений линейных и угловых перемещений, скоммутированных с двумя двухкоординатными самописцами типа ПДС-021 на пульте управления стендом (см. рис. 1). Технические характеристики нагружения стенда следующие: по вертикальной (радиальной) нагрузке R от 0 до 5000 кгс с регистрацией радиальной деформации r от 0 до 120 мм, по боковой нагрузке N от 0 до 5000 кгс с регистрацией бокового перемещения стола b от 0 до 100 мм, по тангенциальной нагрузке T от 0 до 5000 кгс с регистрацией угла поворота колеса α от 0 до 12°, по угловому моменту M от 0 до 250 кгс·м с регистрацией угла поворота стола β от 0 до 12°.

Регистрация силовых параметров имеет три поддиапазона, равных 10, 20 и 50% величины предельной регистрируемой силы. Регистрация кинематических параметров также имеет три поддиапазона, равных 25, 33 и 50% величины предельной регистрации углового или линейного перемещения.

Опыт эксплуатации стенда показал, насколько целесообразно применять измерительную систему такого типа. Выбранные поддиапазоны измерений обеспечивают достаточную точность результатов, удобство проведения испытаний и легкую обработку полученного материала. Наряду с получением «стандартных» характеристик шин — радиальной, боковой, тангенциальной жесткостей стенд позволяет определять характеристики шин при их комплексном силовом нагружении с регистрацией взаимовлияния силовых и кинематических параметров нагружения. Например, характеристика радиальной жесткости шины в случае приложения к шине боковых нагрузок различной интенсивности претерпевает значительные изменения, а расчетная радиальная жесткость шины может уменьшиться до 30% по сравнению со «стандартной». При определении тангенциальной или боковой жесткости изменение угла поворота стола (т. е. приложение углового момента) также вызывает резкие изменения характеристик нагружения.

На рис. 3, а—в приведены характеристики «стандартного» нагружения шины размера 165—13 типа Д, а на рис. 4 — характеристики шины размера 260—20 типа Р при ее комплексном силовом нагружении. Характеристики нагружения «стандартного» вида, приведенные на рис. 3, являются традиционными и общепринятыми, а характеристики, приведенные на рис. 4, по-

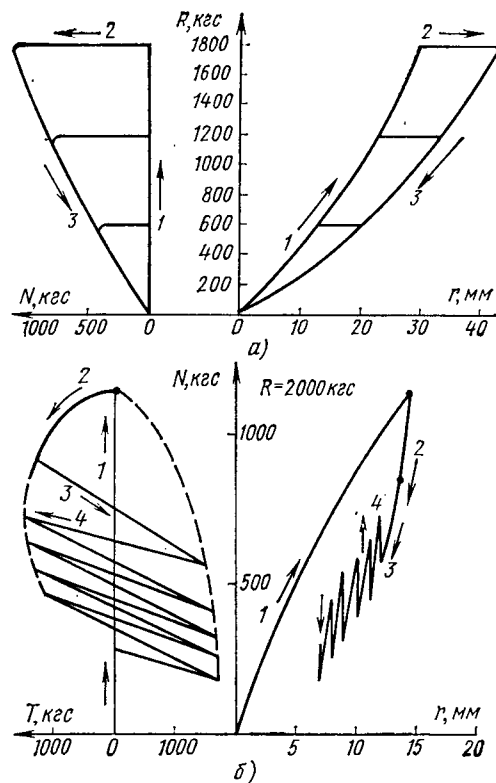


Рис. 4

лучены другими сочетаниями регистрируемых параметров нагружения и требуют некоторых пояснений.

Так, например, характеристика вертикальной жесткости шины (рис. 4, а) при совместном ее нагружении вертикальной и боковой нагрузками представляется в виде смещенного двустороннего графика. По оси ординат регистрируется вертикальная нагрузка, по положительному направлению оси абсцисс — вертикальная деформация, по отрицательному направлению оси абсцисс — боковая нагрузка. Фазы и порядок нагружения шины обозначены стрелками с цифрами. Как видно из этого графика, приложение дополнительной боковой нагрузки увеличивает вертикальную деформацию шин, что свидетельствует об уменьшении радиальной жесткости шины. Характеристика, определяющая коэффициент предельного бокового сцепления, определяется ветвью, обозначенной стрелкой с цифрой 3 левой части двустороннего графика.

На рис. 4, б показана зависимость предельной боковой силы от прикладываемой тангенциальной нагрузки. Эта силовая связь измерялась при постоянной вертикальной нагрузке. По

оси ординат рис. 4, б регистрируется боковая нагрузка, по положительному направлению оси абсцисс — вертикальная деформация, по отрицательному направлению оси абсцисс — тангенциальная нагрузка. Как видно из этого рисунка, предельные боковые и тангенциальные касательные силы в пятне контакта шины с опорной поверхностью определяются нелинейной зависимостью, графически изображаемой в виде эллипса, а увеличение тангенциальной силы вызывает уменьшение предельной боковой силы.

Таким образом, применение универсального стенда позволяет определить взаимосвязи кинематических и силовых параметров, в том числе при комплексном нагружении шин, что расширяет представление о характере протекания достаточно сложных физических процессов, сопровождающих реальное взаимодействие колес транспортных средств с опорными поверхностями, и на этой основе совершенствовать конструкции шин в направлении оптимизации эксплуатационных качеств автомобилей.

УДК 629.113-585.001.4

К вопросу ускоренных стендовых испытаний агрегатов трансмиссии автомобилей на теплонагруженность

Канд. техн. наук П. Л. БРАЙЛЬЧУК, В. В. ТАБОЛИН, В. Г. БАРВИНОК,

В. С. ТИТАРЕНКО, А. Ф. ЖИГАРЬ

Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины

НАДЕЖНОСТЬ и долговечность агрегатов трансмиссии в значительной мере зависят от их теплонагруженности. Повышенная теплонагруженность приводит к резкому снижению срока службы смазочного масла, повреждению сальниковых уплотнений, заеданию шестерен и в конечном счете к выходу из строя самого агрегата.

Несмотря на очевидную связь между тепловым режимом агрегата и его надежностью и долговечностью, до сих пор нет расчетного метода, который позволял бы еще в процессе проектирования трансмиссии прогнозировать теплонагруженность ее агрегатов и предусмотреть конструктивные мероприятия для обеспечения заданного уровня температуры.

Агрегаты автомобильных трансмиссий работают в специфических условиях. В отношении теплонагруженности эта специфика заключается в нестационарных нагрузочном и скоростном режимах работы, а также в «микроклимате» автомобиля, обусловленном его конструкцией, условиями движения и внешнего теплообмена.

Особенно это относится к агрегатам трансмиссий грузовых автомобилей большой грузоподъемности, которые имеют значительные габаритные размеры и плохо обтекаемую форму. Эти конструктивные особенности создают при движении автомобиля в области указанных агрегатов «микроклимат», определяющий условия его внешнего теплообмена.

Наиболее реальный путь создания агрегатов трансмиссии, свободных от тепловой перегрузки, — это экспериментальная их отработка в условиях, близких к эксплуатационным. Чтобы сократить время на испытания и доводку каждого агрегата, необходимо создать специализированные стенды и разработать методику ускоренных испытаний на них. Для этого требуется прежде всего информация о факторах, создающих теплонагруженность агрегатов трансмиссии в различных условиях эксплуатации.

С целью получения такой информации были проведены испытания полноприводного грузового автомобиля КраЗ-255Б в различных дорожных условиях. Программой испытаний предусматривалось определение изменения температуры масла в агрегатах трансмиссии при работе автомобиля в различных дорожных условиях и распределения скоростного и нагрузочного режимов движения автомобиля, создающих теплонагруженность.

На испытуемом автомобиле был установлен контейнер с измерительными блоками, выполняющими следующие функции: визуальный контроль температуры в исследуемых агрегатах; регистрацию температуры с помощью самопишущих приборов типа КСМ-2; запись основных параметров дороги, характеризующих ее макропрофиль; запись параметров, характеризующих режимы движения и нагружения автомобиля.

Скорость движения и крутящий момент на полуосях ведущих мостов автомобиля записывались на магнитографе ЕММ-140. Температура измерялась термометрами сопротивления типа ТСМ-140.

С помощью блока визуального контроля была получена предварительная картина тепловой нагрузки агрегатов. В таблице приведены экстремальные значения температуры в каждом агрегате, полученные в результате обработки экспериментальных данных, а также значения относительной температуры, которую подсчитывали с учетом температуры внешней среды в период проведения испытаний.

Автомобиль испытывали без прицепа, с грузом в кузове 7,5 т при движении по магистральному шоссе с хорошим твердым покрытием; в условиях бездорожья (труднопроходимые сыпучие пески) и на дорогах в горной местности.

Как следует из таблицы, самым теплонагруженным агрегатом автомобиля КраЗ-255Б является раздаточная коробка относительно сложной конструкции. Она состоит из четырех самостоятельных агрегатов привода на передний мост, дополнительной коробки передач, коробки отбора мощности и собственно раздаточной коробки с межосевым дифференциалом. Агрегаты размещены в трех отдельных картерах.

Для более тщательного исследования динамики изменения температуры в различных точках внутри и вокруг раздаточной коробки было установлено 24 датчика. Одновременно были смонтированы анемометры для определения скорости воздуха, обдувающего картеры раздаточной коробки.

Дорожные условия	Режим работы автомобиля		Агрегат	Максимальная температура в °С	
	Средний крутящий момент в кгс·м	Средняя техническая скорость в км/ч		Абсолютная	Относительная
Магистральное шоссе с хорошим твердым покрытием	200	70	Передний мост	72	44
			Раздаточная коробка	125	97
			Средний мост	80	52
Дороги в горной местности	400	35	Задний мост	90	62
			Передний мост	58	48
			Раздаточная коробка	80	70
Труднопроходимые сыпучие пески	800	20	Средний мост	52	42
			Задний мост	60	50
			Передний мост	60	45
			Раздаточная коробка	78	63
			Средний мост	55	40
			Задний мост	62	47

Результаты обработки информации по скоростным и нагрузочным режимам в различных дорожных условиях показаны на рис. 1. Изменение температуры в среднем, наиболее нагруженном картере раздаточной коробки в этих же условиях представлено на рис. 2.

Анализируя результаты проведенных исследований, можно сделать вывод, что основным эксплуатационным фактором,

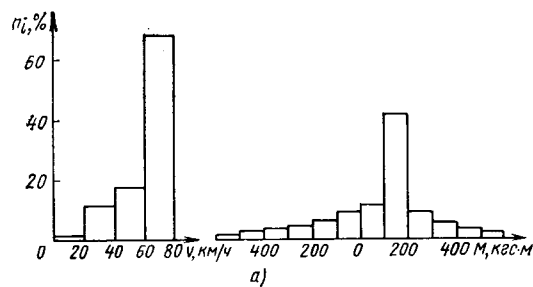


Рис. 1. Скоростные и нагрузочные режимы автомобиля КРАЗ в различных дорожных условиях (v — скорость движения; M — крутящий момент; n_i — частота повторяемости): a — магистральное шоссе; b — дороги в горной местности

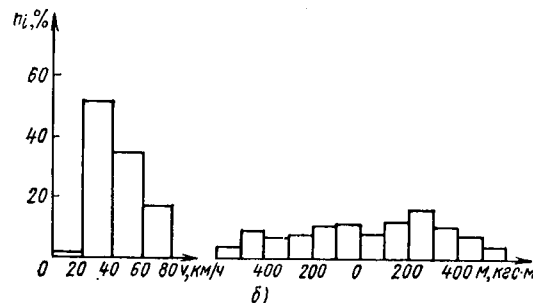
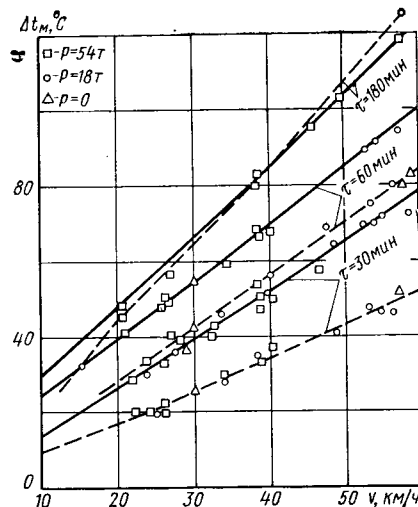


Рис. 3. Зависимость нагрева Δt_m масла в агрегатах трансмиссии от скорости v равномерного движения автомобиля при разных нагрузках P (сплошные линии — второй мост без переднего защитного листа; штриховые линии — раздаточная коробка)



венно, что хорошо согласуется с выводами [2], сделанными по автомобилям других моделей, например при испытании седельного тягача с колесной формулой 8×8 (рис. 3).

При проектировании и изготовлении стенда для ускоренных испытаний агрегатов трансмиссии на тепловую нагруженность можно ограничиться воспроизведением на стенде только скоростных режимов, не создавая нагрузки, что намного упрощает конструкцию стенда.

Результаты исследования, кроме того, позволили выявить способы снижения температуры масла в картерах раздаточной коробки автомобиля КРАЗ-255Б: путем улучшения конвективного теплообмена вокруг картеров раздаточной коробки и улучшения внутрикартерной гидродинамики.

Для реализации этих резервов не потребуются больших конструктивных изменений в раздаточной коробке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование температурной напряженности агрегатов трансмиссии автомобилей в жарком климате и горных условиях эксплуатации / А. С. Терехов, П. Л. Браильчук, А. А. Байбакова и др. — В сб.: Пути повышения надежности и экономической эффективности автомобилей, работающих в жарком климате и горных районах страны (Труды всесоюзной конференции), Душанбе, 1971, с. 336—339.
2. Влияние температурных режимов работы агрегатов трансмиссии на эксплуатационные свойства трансмиссионного масла / А. С. Терехов, П. П. Заскалько, В. И. Некрасов и др. — Автомобильная промышленность, 1976, № 6, с. 11—12.

Рис. 2. Изменение температуры Δt масла в раздаточной коробке во времени t при движении автомобиля в различных дорожных условиях: 1 — магистральное шоссе; 2 — дорога в горной местности; 3 — песчаный грунт

определяющим тепловую нагрузку агрегатов трансмиссии, является скоростной режим движения автомобиля по магистральному шоссе. Влияние нагрузки на тепловой режим несуществ-

О работоспособности и надежности сигнальных ламп грузовых автомобилей

Канд. техн. наук В. А. МИЩЕНКОВ, канд. техн. наук В. М. КИРИЛЛОВ, М. М. ДИЖУР, Г. Н. КОПНИН, А. А. СЫСОВЕ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

В УСЛОВИЯХ возрастающей интенсивности дорожного движения особое значение приобретает надежная передача сигналов маневрирования автомобиля.

Однако опыт эксплуатации грузовых автомобилей с дизелями последних моделей свидетельствует о повторяющихся случаях повреждения нитей накала ламп указателей поворота, сигналов торможения, габаритных огней.

Проблема надежности работы автомобильных сигнальных ламп возникает не впервые. На автомобилях Минского автозавода в 60-х годах эта проблема была успешно решена благодаря отказу от жесткой установки фонарей и внедрению виброзащитных подвесок с применением гибких резиновых пластин. Однако простое перенесение этого опыта на автомобили с другими уровнями и характером виброударных перегрузок не всегда приводит к желаемым результатам. На современных грузовых автомобилях зарубежных фирм с дизелями и единым напряжением электрической сети 24 В, например «Штейер» (Австрия), «Мерседес» и «Магirus» (ФРГ), применяются специальные упругие и виброизолирующие элементы, установленные в светосигнальных фонарях и защищающие лампы от вибрации и ударов, а нити («тепло накала») ламп имеют усовершенствованную конфигурацию.

Применение амортизации автомобильных ламп на сегодняшний

ных автомобилях крайне ограничено. Лишь в последние годы для защиты ламп в фонарях ФП130 применен узел внутренней амортизации (резиновые втулки).

Очевидно, что для обеспечения надежности работы ламп наиболее целесообразно применять защиту от вибрации и повышать вибропрочность самих нитей ламп. Кроме того, необходимо учитывать, что для эффективного решения проблемы следует знать не только конструктивно-технологические особенности и условия работы лампы, но и параметры и степень влияния на нее внешних воздействий в условиях эксплуатации. Можно выделить три группы факторов, оказывающих комплексное воздействие на уровень безотказности ламп: вибрационные и ударные перегрузки (механические факторы); импульсы электромагнитных сил, наблюдающиеся, в частности, при включениях тока (электрохимические факторы); увеличение хрупкости и снижение прочности нити накала по мере сублимации вольфрама (термические факторы).

Остановимся на сущности электромагнитных воздействий. Омическое сопротивление нити лампы до ее включения в 12—15 раз меньше, чем в накаливаемом состоянии. Вследствие этого в момент включения лампы происходит кратковременное увеличение («всплеск») тока (рис. 1), вызывающее в спирали нити (по аналогии с конденсатором) острый импульс на втягивание

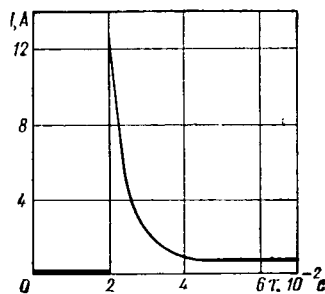


Рис. 1. Осциллограмма тока при включении сигнальной лампы

крайних витков, приваренных к электродам. Лабораторные испытания показали, что сами по себе эти импульсы, как правило, нить не разрушают. Однако, когда лампа кроме импульса электромагнитных сил подвержена воздействию вибрации, срок ее службы в сигнальном

режиме прерывистых включений сокращается более чем в 4 раза. Влияние сублимации вольфрама можно оценить временем непрерывности горения ламп в статических условиях. Существенно, что при одновременном воздействии вибрации и прерывистых включений время горения сигнальных ламп сокращается в десятки раз по сравнению со статическими условиями. Известно также, что наблюдающееся на некоторых автомобилях повышение до 29 В питающего напряжения на лампах само по себе не может быть причиной столь большого сокращения продолжительности горения ламп, однако при комплексном воздействии термические факторы также существенно влияют на уровень безотказности.

В случае включения лампы через добавочное сопротивление, величина которого сопоставима с сопротивлением холодной нити, можно ослабить силовой электромагнитный импульс в 3 раза, а также на 7—10% понизить питающее напряжение. Целесообразность этого можно оценить лишь по результатам анализа комплексного воздействия факторов с учетом вибрации.

Для количественной оценки уровня безотказности сигнальных ламп в общем случае необходимо построить структурную модель их надежности. Однако в настоящее время построение такой модели представляет некоторые трудности вследствие отсутствия достаточных сведений о вероятностных свойствах нагружений нитей накаливания различных конфигураций с учетом их характеристик как упругих тел в накаливаемом и обесточенном состояниях, о показателях усталостной прочности холодных и параметров ползучести накаливаемых нитей по мере выработки срока службы.

Учитывая изложенное, целесообразно изучать надежность сигнальных ламп и выделять существенно влияющие факторы другим путем — на основе статистических оценок результатов лабораторно-дорожных испытаний с учетом особенностей отказов ламп и характера разрушений.

Было выбрано 485 случаев отказов ламп на автомобилях и автопоездах грузоподъемностью соответственно 8—10 т и 14—16 т. Автомобили испытывали в груженом и негруженом состоянии на дорогах со всеми видами покрытий, в различное время года, в условиях двухсменной работы. Классификация повреждений (табл. 1) проведена по числу разрушенных сечений нити, по состоянию разрушенных сечений, по внешнему виду колбы.

В табл. 1 применена система индексов, позволяющая, исходя из характера разрушения, выделить факторы, существенно на них влияющие:

1) механическое воздействие — C0; C1; C2 (по числу разрушенных сечений), B1 (по состоянию разрушенных сечений), K1 (по внешнему виду колбы), при этом отказы, вызванные преимущественно механическими факторами, представлены тремя наборами индексов С.В.К. (0.1.1; 1.1.1; 2.1.1);

2) термическое воздействие, как следствие, главным образом

перекаливания нити при повышенном напряжении — случаи с набором индексов С.В.К. (2.5.3; 4.6.5; 4.6.3; 4.5.3; 4.7.3).

Например, пользуясь табл. 1, случай отказа автоламп с набором индексов 4.5.3 оценивается следующим образом. Первая цифра означает, что в отказавшей лампе имеются четыре и более разрушенных сечений тела накала (это возможно вследствие его температурной хрупкости при воздействии вибрации). Цифра 5 указывает на наличие шарообразных оплавов электродов и тела накала в местах разрушения (это возможно при обязательном температурном воздействии). Цифра 3 указывает на наличие местного потемнения колбы, являющегося следствием испарения вольфрама от высокой температуры.

Результаты изучения характера повреждений при $N=485$ случаев отказов ламп следующие:

Индекс 0.1.1 1.1.1 2.1.1 2.5.3 4.5.3 4.6.3 4.6.5 4.7.3
Количество случаев . . . 11 25 28 9 2 9 18 1

Таким образом, количество отказов, вызванное механическими факторами, $n_{\text{мех}}=64$, а термическими факторами — $n_{\text{терм}}=39$.

Частость появления отказов соответственно

$$\frac{n_{\text{мех}}}{N} \approx 0,13; \quad \frac{n_{\text{терм}}}{N} \approx 0,08; \quad n_{\text{мех}} + n_{\text{терм}} = 0,21.$$

Остальные 79% случаев, характеризующихся другими наборами индексов, т. е. основной объем повреждений, являются результатом комплексного воздействия всех трех указанных групп факторов.

Исходя из анализа повреждений ламп, следует считать одним из путей обеспечения их надежности мероприятия по защите от виброударных перегрузок.

При этом необходимо учитывать следующие особенности ламп, условия и требования:

1) для ламп особо опасна вибрация в диапазоне звуковых частот от 100 до 1000 Гц, в котором наблюдаются резонансные явления как накаливаемых, так и обесточенных нитей и их подержек;

2) защита от вибрационных перегрузок должна обеспечиваться по всем трем координатным осям, т. е. должна быть объемной;

3) собственные частоты первых форм колебаний виброзащитных устройств должны быть не выше 70 Гц. В случае применения комплексной защиты собственные частоты отдельных звеньев не должны совпадать;

4) коэффициент виброизоляции должен быть достаточно высоким;

5) улучшение защиты от вибрационных перегрузок одновременно повышает защиту от ударов.

Учитывая указанные требования, основной характеристикой конкретных решений и устройств для защиты ламп от вибрации, следует считать амплитудно-частотную характеристику (АЧХ), снятую в условиях вынужденных синусоидальных колебаний на вибростенде. Эта характеристика отображает изменение коэффициента передачи — отношение ускорения места установки фонаря на раме к ускорению на цоколе лампы в зависимости от частоты колебания.

Основная особенность, с которой необходимо считаться при разработке и оценке эффективности средств и устройств защиты ламп от вибрации, обусловлена относительно высоким диапазоном частот, которые должны быть «срезаны» защитой. Необходимо учитывать, что на частотах до 1000—1500 Гц, как правило, обладают податливостью и резонируют многие элементы

Таблица 1

Обозначение отказа	Признак и характер повреждения	Индекс отказа	Факторы, влияющие на повреждение	Обозначение отказа	Признак и характер повреждения	Индекс отказа	Факторы, влияющие на повреждение
С	Нить не разрушена, но контакт ненадежен Число разрушенных сочетаний нити: одно два три	C0	Механические воздействия	В	с оплавом с геометрией: измененной неизмененной с оплавом электрода россыпь или крошка нити порошок вольфрама на колбе Состояние внутренней поверхности колбы: светлая	B3 B4 B5	То же Повышенное электрическое напряжение, послетемпературная хрупкость
		C1	Вибрация и электромагнитный импульс			B6 B7	То же
		C2	То же				
		C3	Повышенное напряжение, послетемпературная хрупкость				
В	четыре и более Состояние мест разрушения: без оплава с геометрией: измененной неизмененной	C4	То же	К	потемневшая местное потемнение местное зеркальное потемнение черная (чернозеркальная)	K1 K2 K3 K4 K5	Механические воздействия Взаимодействие электрических и механических нагрузок То же
		B1	Виброударные перегрузки				
		B2	Механические нагрузки пол током				

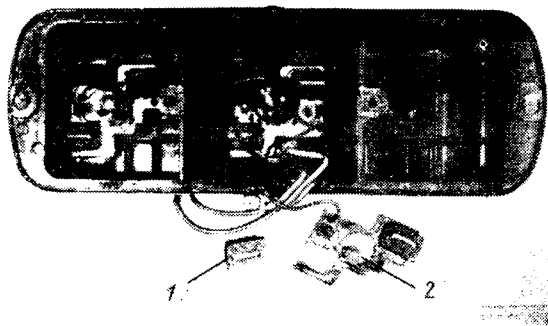


Рис. 2. Фонарь «Уло» (ФРГ) с индивидуальной защитой патронов ламп от вибрации:
1 — виброзащитная пористая проставка; 2 — патрон лампы

конструкции и установочные детали фонарей и их подвесок — металлические стенки, перегородки, панели, кронштейны и т. д. По этой причине следует обратить особое внимание на конструктивное решение, предусматривающее установку самих патронов ламп в фонарях на поглощающих вибрацию проставках из пористых полимерных материалов, как это выполнено на некоторых автомобилях ФРГ (рис. 2). Кроме того, целесообразно применить эластичную подвеску самих фонарей в качестве средства повышения защиты от вибраций и ударов.

Результаты стендовых испытаний некоторых конструкций эластичных подвесок задних фонарей и узла внутренней амортизации фонаря ФП130 приведены в табл. 2.

Таблица 2

Номер варианта	Характеристика варианта	Собственная частота в Гц	Коэффициент виброизоляции в диапазоне частот в Гц			Коэффициент замены ламп на ударном стенде*
			100—300	300—700	700—1500	
1	Узел амортизации ламподержателя (в фонаре)	30—70	2	1,4	3,6	0,3
2	Эластичная диафрагма под шпильками фонаря	20—60	1,6	2,4	6,3	0,6
3	Эластичная прокладка с кордовой тканью	5—40	1	1,4	4,5	0,8
4	Эластичная подвеска (как на автомобиле БелАЗ) с кордовой тканью	6—18	8	4,3	14,3	0,2
5	То же, без кордовой ткани	5—12	3,1	2,7	12,5	0,5

* Сравнительная оценка числа замен ламп приведена на примере фонаря ФП130 на 1 тыс. ударов при ускорении 40 g и напряжении на лампах 30 В.

Как видно из табл. 2, наибольший интерес представляют варианты 4 и 5 эластичных подвесок (рис. 3). В табл. 3 приведена сравнительная оценка собственных частот при нагружении по трем координатным осям жесткого кронштейна и вариантов 4 и 5 эластичных подвесок.

Особенности эластичных подвесок, а также ряда других вариантов исследовались в условиях дорожных испытаний на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ. На рис. 4 приведены результаты записи наиболее интенсивных виброускорений, действующих в вертикальном направлении. Из них следует, что, несмотря на некоторое усиление низкочастотной составляющей (20—70 Гц) с эластичной подвеской фонаря, высокочастотные составляющие (в частности, 600—700 Гц), опасные для нитей ламп, существенно ослаблены. Частотный анализ записи вибрационных ускорений на магнитную ленту,

Таблица 3

Конструктивный вариант	Собственные частоты в Гц по координатным осям		
	x	y	z
Жесткий контейнер	32	36	68
Эластичная подвеска (как на автомобиле БелАЗ) с кордовой тканью	6	10	18
То же, без кордовой ткани	5	7	12

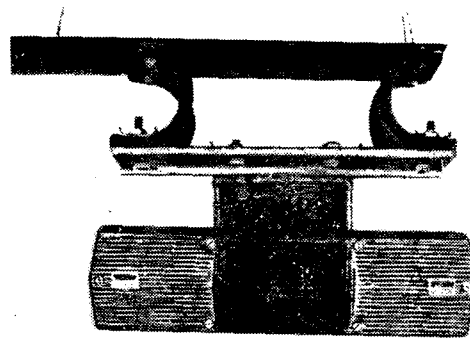


Рис. 3. Эластичная подвеска заднего фонаря

выполненный с помощью третьоктавных фильтров (рис. 5), позволяет проследить этот эффект еще более детально, а спектральная плотность ускорений, характеризующая вибрацию как стационарный случайный процесс, имеет аналогичный характер.

Оценка эффективности применения эластичных подвесок указанного типа (с точки зрения надежности ламп) получена по результатам сравнительных эксплуатационных испытаний 18 грузовых автомобилей с дизелями общим пробегом около 660 тыс. км. Нарботка ламп в фонарях ФП130, установленных на эластичной подвеске, увеличилась по сравнению с наработкой при их жесткой установке на тех же моделях автомобилей в 3—6 раз.

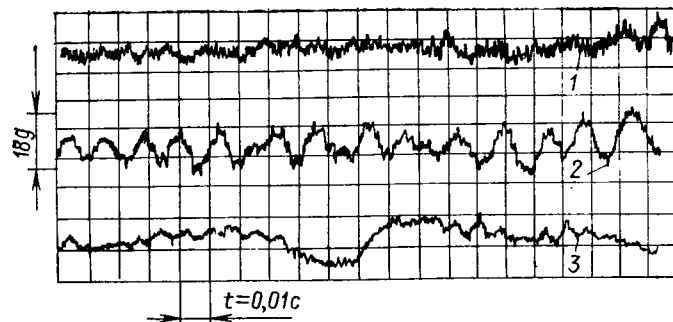


Рис. 4. Виброграммы ускорений фонаря ФП130 (бульжная дорога, скорость 60 км/ч):
1 — на раме автомобиля; 2, 3 — на ламподержателе соответственно при установке на жестком кронштейне и эластичной подвеске

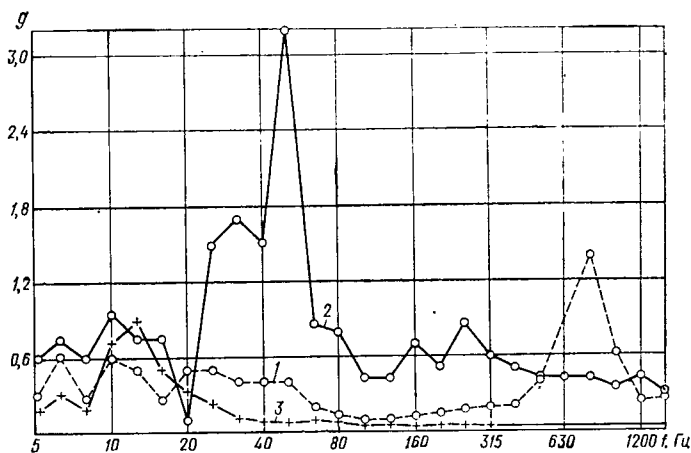


Рис. 5. Спектрограммы виброускорений:
1 — рама автомобиля в месте установки заднего фонаря; 2, 3 — ламподержатель ФП130 при установке фонаря соответственно на жестком кронштейне и на эластичной подвеске (по типу подвески БелАЗ)

Эксплуатационные испытания при пробеге автомобилей 60 тыс. км фонарей типа «Уло» (ФРГ), в которых применена индивидуальная защита патронов ламп с помощью пористых упругих резиновых элементов, показали удовлетворительные результаты.

Следует ожидать, что применение комбинированной защиты — подвески фонарей и амортизации ламп внутри фонарей — позволит существенно повысить их надежность в эксплуатации.

О влиянии угла излома карданного вала на долговечность подшипников

Канд. техн. наук Н. В. РОДЗЕВИЧ

Всесоюзный научно-исследовательский тепловозный институт

ОДНИМ из важных факторов, влияющих на долговечность тяжело нагруженных роликовых игольчатых подшипников, является амплитуда колебаний или угол излома карданного вала.

Анализ опубликованных данных [1—8] указывает на противоречивость тех из них, которые касаются влияния амплитуды колебаний на долговечность указанных подшипников.

Экспериментальное исследование позволило уточнить влияние амплитуды колебаний на долговечность тяжело нагруженных роликовых игольчатых подшипников, в частности, подшипниковых узлов шарниров карданных валов. Испытывали на долговечность подшипники двух типов, их характеристики приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристика	Подшипник	
	814712K1	804709K5
Тип подшипника	Двухрядный сепараторный	Однорядный бессепараторный
Диаметр шипа крестовины в мм	60	45
Размер роликов в мм	4×20	3×24
Количество роликов	2×30	50

Подшипники работали в контакте с шипами крестовины, изготовленных из стали 12ХНЗА ГОСТ 4543—71. Шипы подвергались цементации на глубину 1,2—1,6 мм и закалке до твердости HRC 58—62. Шероховатость поверхности шипов крестовины находилась в пределах восьмого-девятого классов по ГОСТ 2789—59. Подшипниковые узлы заправлялись смазкой ЦИАТИМ-203 ГОСТ 8773—73, в процессе работы смазку не добавляли до выхода подшипникового узла из строя. Условия испытания подшипников приведены в табл. 2.

Испытывали четыре партии подшипников. В трех из них было по 16 подшипников, во второй партии (при $\alpha=2^\circ 5'$) — 32 подшипника.

Таблица 2

Характеристика	Подшипник	
	814712K1	804709K5
Крутящий момент на карданном валу в кгс·м	1800	800
Максимальное расчетное контактное напряжение в кгс/мм ²	272	267
Амплитуда колебаний α	0°54'	2°40'
Частота колебаний в минуту	2°5'	4°5'
	670	670

Испытания проводили по методике, описанной в работе [7]. Результаты испытаний приведены в табл. 3.

Полученные значения номинальной долговечности подшипниковых узлов аппроксимируются кривой (см. рисунок), которая описывается уравнением

$$L_{\alpha} = \frac{2398,5}{\alpha^{1,366}} \text{ млн. кол.}, \quad (1)$$

где α — амплитуда колебаний шипа в подшипнике (угол излома карданного вала) в мин.

Уравнение (1) описывает долговечность для одного значения максимальных расчетных контактных напряжений $\sigma_{z \max} = 270 \text{ кгс/мм}^2$. Для других напряжений формулу можно представить в виде

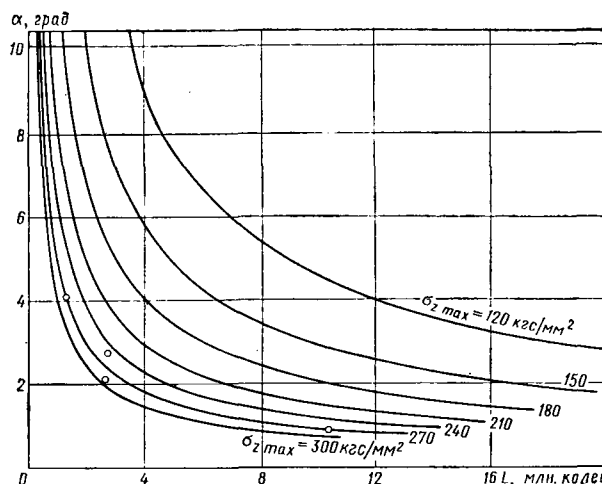
$$L_{\alpha} = \frac{C}{\alpha^{1,366}} \text{ млн. кол.} \quad (1a)$$

В работе [1] долговечность подшипникового узла карданного вала представлена в виде функции напряжений

$$L_{\sigma} = \frac{8,150 \cdot 10^6}{\sigma_{z \max}^{2,69}} \text{ млн. кол.} \quad (2)$$

Амплитуда колебаний подшипников в опытах, послуживших основой для вывода зависимости (2), составляла $2^\circ 40'$.

На основании уравнений (1) и (2) можно построить зависимость $L=f(\alpha, \sigma)$ в виде номограммы, используемой для определения долговечности подшипников при любых заданных углах поворота и напряжениях (см. рисунок). По этим зависимостям можно также расчетным путем определить долговечность подшипниковых узлов (точками обозначены опытные данные).



Например, необходимо рассчитать долговечность подшипников при $\alpha=5^\circ$ и $\sigma_{z \max}=150 \text{ кгс/мм}^2$. Для этого определим L_{σ} при условии, что $\sigma_{z \max}=150 \text{ кгс/мм}^2$ и $\alpha=2^\circ 40'$:

$$L_{\sigma} = \frac{8,150 \cdot 10^6}{\sigma_{z \max}^{2,69}} = \frac{8,150 \cdot 10^6}{150^{2,69}} = 11,414 \text{ млн. кол.}$$

Используя общую зависимость $L=f(\alpha)$ с учетом того, что при $\alpha=2^\circ 40'$ $L_{\sigma}=11,414 \text{ млн. кол.}$, получим

$$11,414 = \frac{C}{\alpha^{1,366}} = \frac{C}{160^{1,366}}$$

Из этого равенства определим, что коэффициент $C=11,414 \cdot 160^{1,366}=11710$.

Таким образом, общее выражение зависимости долговечности подшипникового узла от амплитуды колебаний при контактном напряжении $\sigma_{z \max}=150 \text{ кгс/мм}^2$ будет иметь вид

$$L_{\alpha} = \frac{C}{\alpha^{1,366}} = \frac{11710}{\alpha^{1,366}} \text{ млн. кол.}$$

Таблица 3

Показатели безотказности и долговечности*	Величина показателей для подшипников при угле излома карданного вала			
	0°54'	2°5'	2°40'	4°5'
Гарантированная долговечность (гамма-процентный ресурс**) в млн. кол.	9,125	2,651	2,740	1,150
Средняя долговечность (средний ресурс) в млн. кол.	12,270	2,890	4,923	1,970
Номинальная (расчетная) долговечность в млн. кол.	9,125	2,651	2,790	1,156
Вариационный размах в млн. кол.	6,955	3,056	6,673	1,930
Коэффициент вариации ресурсов в %	16	26	42	32
Интенсивность отказов	0,0032	0,0133	0,0081	0,0204

* В скобках дана терминология, рекомендуемая ГОСТ 13377—75 «Надежность в технике. Термины и определения».

** Заданная вероятность 87,5%.

Подставив сюда заданную величину $\alpha = 5^\circ$, определим искомую долговечность

$$L = \frac{11\,710}{\alpha^{1,366}} = \frac{11\,710}{300^{1,366}} = 4,885 \text{ млн. кол.}$$

Для оценки долговечности подшипниковых узлов, работающих при переменной амплитуде колебаний, можно предложить подставлять в формулу (1) эквивалентное значение амплитуды колебаний, аналогично тому как это осуществляется при определении эквивалентной нагрузки в расчете долговечности подшипников качения. Такое решение можно считать правомерным, поскольку характер зависимостей, выражающих влияние амплитуды колебаний на долговечность подшипников, идентичен характеру зависимости, выражающей влияние нагрузки и напряжений на долговечность подшипников

$$\alpha_{\text{экв}} = \sqrt[1,366]{\frac{\alpha_1^{1,366} N_1 + \alpha_2^{1,366} N_2 + \dots + \alpha_{n-1}^{1,366} N_{n-1} + \alpha_n^{1,366} N_n}{N}}, \quad (3)$$

где α_1 и N_1 — соответственно амплитуда колебаний и число колебаний подшипников при данной амплитуде α_1 ;
 N — общее число колебаний подшипников при всех выбранных значениях α

$$N = N_1 + N_2 + \dots + N_{n-1} + N_n.$$

Для случая нагружения карданного вала или шарнира переменным крутящим моментом в формулу (2) следует подставлять значение эквивалентного максимального расчетного контактного напряжения, как это указано в работе [1].

Несмотря на идентичность кривых выносливости, характер их для различных конструкций подшипниковых узлов, а также и для различных условий эксплуатации карданных валов, в частности для различных частот колебаний подшипников, вид-

мо, будет неодинаков. Соответственно этому, возможно, будут меняться и показатели степени в уравнениях (1) и (2). Однако приведенные в статье данные позволяют впервые в отечественной практике получить отправные материалы для обоснованной оценки долговечности подшипниковых узлов карданных валов. В дальнейшем при накоплении экспериментальных данных показатели степени можно будет уточнять.

Таким образом, увеличение амплитуды колебаний приводит к снижению долговечности тяжело нагруженных роликовых игольчатых подшипников, работающих в условиях колебаний на малый угол. Влияние амплитуды колебаний на номинальную долговечность шарниров карданных валов с роликовыми игольчатыми подшипниками можно учитывать при помощи уравнений (1)—(3).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Родзевич Н. В. Долговечность подшипниковых узловых карданных валов. — Автомобильная промышленность, 1978, № 12, с. 13—15.
2. Rumbarger J. H., Jones A. B. Dynamic capacity of oscillating rolling element bearings. — Journal of Lubrication Technology. Trans. ASME, July 1968, v. 90, Ser. F, № 3, p. 157—170.
3. Шекалин Е. П., Белов Д. В. Пути увеличения срока службы карданных валов. — Электрическая и тепловозная тяга, 1968, № 3, с. 20—21.
4. Zeigler Carl. Trouble-shooting U-joint problems. — Commerce. Car. J., 1975, 30(1), № 4, s. 76—99.
5. Kleinschmidt Hans-Joachim. Schwere Gelenkwellen in dieselhydraulischen Lokomotiven. — Glasers Annalen, 1970, 94, № 1, s. 15—22.
6. Выгонный А., Санько Н., Резников К. Повышение долговечности шарниров карданных передач автомобилей МАЗ. — Автомобильная промышленность, 1975, № 12, с. 29—30.
7. Родзевич Н. В., Гринюк Г. Н., Андронов М. М. Влияние смазки на долговечность игольчатых подшипников карданных валов. — Вестник машиностроения, 1976, № 5, с. 29—33.



УДК 629.1.047

Технология массового производства тентов из синтетических материалов для автомобилей КамАЗ

В. Н. БУТОВ, Ю. Б. ЯРХОВ

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей

ИНТЕНСИВНЫЙ рост перевозок грузовым автомобильным транспортом и рост единичной грузоподъемности автомобилей привели к качественным сдвигам в культуре транспортных перевозок. Прежде всего это сказывается в появлении специальных кузовов различного назначения, обеспечивающих как целостность, так и сохранность грузов. Однако высокая стоимость и ограниченный выпуск этих кузовов сдерживают их массовое применение транспортными предприятиями, и значительные объемы ценных грузов перевозятся на открытых платформах, для которых необходимы тенты из синтетических заменителей брезентов. Синтетические тенты в отличие от тентов из пропитанных льяных брезентов легко моются, влагонепроницаемы, легки, стойки к гниению, кислотам, щелочам, бензину, более долговечны.

Тентовые материалы общего назначения представляют собой, как правило, плотную капроновую или лавсановую ткань, покрытую поливинилхлоридной композицией, наносимой в виде пластика или пластизола. За рубежом преобладает выпуск материалов с пластизольным наносным покрытием, в которое вводят сильные адгезивы. Отечественные тентовые материалы имеют высококачественное пластикатно-пластизольное или двойное пластикатное покрытие и обладают высокой диэлектрической однородностью. Синтетические тентовые материалы с поливинилхлоридным покрытием относительно легко свариваются.

В производстве автомобильных тентов и тентовых полуфабрикатов преобладает термоконтактная и высокочастотная сварка. Сборка полуфабрикатов в тент выполняется ниточными швами прошивным методом. Отдельные детали крепят заклепками.

Термоконтактная сварка — широко распространенный метод, применяемый при переработке полимерных пленок. Нагрев полимерного покрытия до вязкотекучего состояния, при котором происходит сварка, достигается при одно- или двустороннем контакте материала с поверхностью нагретых инструментов (роликов, полозов, клиньев). Метод отличается очень высокой производительностью и применяется для сварки тентовых материалов с показателем адгезии поливинилхлоридного покрытия к армирующей ткани более 2,5 кгс/см. Для сварки непрерывных швов применяются машины стационарного типа, в которых перемещается свариваемый материал, а также машины, перемещающиеся вдоль свариваемого материала.

Высокочастотная сварка — основной метод, используемый в настоящее время для соединения материала в полотнища тента. Метод отличается строгим регулированием параметров нагрева и охлаждения под постоянным давлением и гарантирует стабильное качество сварных соединений. При этом методе поливинилхлоридное покрытие разогревается до температуры, обеспечивающей его вязкотекучее состояние, не за счет переноса тепла от инструмента, а за счет преобразования энергии электрического поля в тепло внутри материала.

Ниточные прошивные швы конструктивно выполняются водонепроницаемыми (в замок) и прошиваются с частотой строчки 4—5 мм высокопрочными синтетическими нитками.

Для серийного и массового производства оптимальным конструкторско-технологическим решением следует считать тент, расчлененный на отдельные простые элементы, которые можно выполнять полностью готовыми на высокомеханизированном сварочном и прессовом оборудовании с последующей их сборкой в тент методом сварки либо пошива.

Тенты выполняются в соответствии с требованиями Таможенной Конвенции о международных дорожных перевозках (документ ЕЭК ООН) и позволяют осуществлять как внутрисоюзные, так и международные перевозки грузов с таможенными печатями и пломбами.

Тент состоит из следующих основных сборных элементов-полотнищ: полотнище крыши с тремя продольными усилителями; переднее полотнище с малыми боковыми клапанами и подточками; два задних малых полотнища с подточками; полотнище заднего клапана; полотнища откидных боковых клапанов с подточками полотнища вторых боковых клапанов. Сборные элементы тента выполняют из сварных полуфабрикатов, получаемых на непрерывных автоматических сварочных линиях.

К сварным полуфабрикатам относят полотнище крыши; полотнище бокового клапана; торцовые полотнища (два задних и переднее полотнище, задний клапан); подточки.

Сварные полуфабрикаты получают из кроя, представляющего собой непрерывные полосы различной ширины, наматанные в рулоны длиной 500 м. Крой в этих рулонах получают поперечной сваркой и продольной резкой на непрерывно-заготовочных полуавтоматических линиях из рулонов заводской поставки шириной 1220 мм и длиной 20—30 м.

Технологическая схема изготовления сборно-сварных тентов имеет следующие особенности.

Сварка полуфабрикатов производится внахлест швами шириной 4, 18, 20, 35 мм (на швах, рекомендуемых в документе ЕЭК ООН, ширина отгиска электрода на 10 мм больше ширины шва). Сварка выполняется способом «электрод против электрода» в универсальных установках и способом «электрод против плиты» — на автоматических и полуавтоматических линиях. В последнем случае сварка выполняется на подложке из гетинакса или силиконовой резины, армированной тканью. На сварных швах наружный край соединения закрывается таможенной лентой и проштамповывается специальным рельефным рисунком шириной 15 мм.

Полуфабрикаты, изготовленные на сварочных линиях, для удобства транспортирования и дальнейшей обработки сворачивают в скаты. На полуфабрикатах, свернутых в скат, выполняются такие операции, как приварка крайних (боковых) усилителей к крыше, сварка вертикальных бордюров, приварка подточек. При обработке освобождается из ската и закрепляется в приспособлении (сварочном штампе) только обрабатываемый край полуфабриката.

Пробивка отверстий под шайбы и заклепки, крепящие скобы, производится в вырубных пинцетных штампах. Вырубка клапанов вентиляционного люка и пломбирования, а также перфорирование люка выполняются на накладных вырубных штампах. Для запрессовки шайб, клепки скоб используются специальные пневматические станки.

После приклейки ремней сборные элементы — полотнища тента собираются, закрепляются ремнями и в собранном виде подаются на прошивку.

Сварка тентового материала в рулоны длиной 500 м с одно-временной резкой на продольные полосы производится на полуавтоматических линиях с одной сварочной станцией, компенсатором натяжения и поперечного смещения полотнища, станцией продольной резки материала и двумя синхронно работающими приемными станциями, имеющими автоматическую регулировку скорости намотки в зависимости от изменения диаметра рулона. Линия работает от рулонов длиной 20—30 м, которые могут состоять из двух-трех кусков или иметь один-два невырезанных дефекта. На линии выполняются вручную заправка рулона в приемное устройство и подача края полотнища под приемный валик; перемещение по направляющим станины дисковых электроножниц, отрезающих неровный край; совмещение внахлест (шириной 20 мм) конца предыдущего рулона с началом нового рулона; заправка под электрод таможенной ленты.

В автоматическом режиме до окончания материала в рулоне или появления дефектного участка на линии выполняются сварка и охлаждение под давлением; перемещение сваренного полотнища; продольный раскрой материала дисковыми ножами (до шести дисков одновременно) и обрезка края; намотка кроя в рулоны длиной 500 м на сборные кассеты.

Сварка полотнищ крыши производится на автоматической линии тремя сварочными головками. На линии, работающей от

четырех рулонов длиной 500 м каждый, шириной 1220 мм (два рулона), 384 мм и 120 мм, выполняются в автоматическом режиме обрезка второй кромки на полотнищах шириной 1220 мм с автоматической намоткой отхода в бунты; совмещение трех полотнищ (1220+1220+384 мм) с нахлестом 30 ± 1 мм под сварку и размещение под сварку среднего продольного усилителя крыши (120 мм) с той же точностью; наложение на наружные сварные швы таможенной ленты; подача материала и таможенной ленты в зону сварки; сварка и охлаждение под давлением; перемещение сваренного полотнища на шаг, равный длине электрода с перекрытием предыдущего шва на 50 мм; отрезка полуфабриката крыши.

Сварка переднего и задних полотнищ, заднего и боковых клапанов производится на переналаживаемых автоматических линиях двумя сварочными головками от двух рулонов длиной 500 м каждый, шириной соответственно 1220 и 610 мм (1220 и 865 мм — для переднего полотнища, заднего клапана и двух задних полотнищ). При этом в автоматическом режиме выполняется совмещение двух полотнищ с нахлестом 30 ± 1 мм под сварку, наложение на соединительный шов таможенной ленты; загиб нижнего края на 102 мм и сварка по загибу двумя параллельными швами шириной 4 мм и 18 мм — образование так называемого бордюра; сварка и охлаждение под давлением; перемещение сваренного полотнища на шаг, равный длине электрода, с перекрытием предыдущего шва на 50 мм; отрезка полуфабриката.

Сварка подточек производится на непрерывно действующей автоматической линии с одной сварочной станцией. Линия работает от одного рулона длиной 500 м, шириной 257 мм (с переналадкой — также шириной 332 мм — полуфабрикат малого бокового клапана) и выполняет в автоматическом режиме загиб (фальцовку) движущей полосы; сварку и охлаждение под давлением; перемещение на шаг, равный длине электрода с перекрытием предыдущего шва на 50 мм; отрезку полуфабриката. Цикл автоматически повторяется.

Приварка крайних усилителей к крыше производится на полуавтоматической линии, принципиально отличающейся от описанных. Линия состоит из двух неподвижных столов с вакуумными секциями-присосами, вдоль которых на автоматической тележке перемещается сварочная установка, состоящая из генератора, пресса и шкафа управления.

Укладка полуфабрикатов, поступающих в скатах, осуществляется вручную, свариваемые кромки фиксируются на столах последовательным включением вакуумных секций. Сварка выполняется автоматически поочередно на обоих столах.

Сварка вертикальных бордюров, приварка подточек, сварка и приварка клапана пломбирования, клапанов вентиляционных люков и другие операции производятся на универсальных сварочных установках со специальной оснасткой, смонтированной на откатных каретках (загрузочных столах). Каждая установка оснащена двумя столами, поочередно перемещаемыми на рабочую позицию.

Прихватка конца использованного рулона к началу нового рулона при заправке автоматических линий выполняется внахлест высокочастотными точечными клещами мощностью 200 Вт. Таким же образом соединяется и таможенная лента. Точечная прихватка позволяет избежать повторной заправки полотнищ в компенсаторы натяжения и другие механизмы линии и поддерживать их непрерывную работу.

Сборка тентов из сварных полуфабрикатов производится на промышленных (шорно-седельных) одноигольных швейных машинах с регулировкой ширины стежка 0—8 мм. Швейные машины оснащены специальными крупногабаритными столами с встроенным рабочим местом.

Вырубка деталей малого кроя и отверстий под вентиляционные люки, заклепки, шайбы выполняется на двухстоечном гидрпрессе усилием 30 тс и одностоечных вырубных обувных прессах усилием 16 тс. Клепка угловых усилителей, ремней и скоб производится на специальных станках и стендах.

Автоматические и полуавтоматические сварочные линии и универсальные сварочные установки со специальной оснасткой рассчитаны только на тентовые материалы с двусторонним поливинилхлоридным покрытием шириной 1220+10 мм. Материалы меньшей и большей ширины использовать на данном оборудовании невозможно, также как и изготавливать тенты других конструкций.

Узкая специализация оборудования обусловлена прежде всего массовым характером производства и особенностями высокочастотного оборудования, где энергия передается по жестким линиям связи, что исключает перемещение сварочных головок относительно генератора.

Питание сварочных головок автоматических линий и единичных установок осуществляется от автономных высокочастотных генераторов с выходной мощностью 10 кВт на стабилизированной частоте $27,12 \pm 0,6\%$ мГц. Точечные клещи питаются от портативных генераторов мощностью 200 Вт.

Стационарные высокочастотные генераторы выполнены в одном блоке с высоковольтным выпрямителем и объемным резонатором. Согласующий конденсатор вынесен на пресс. Соединение генератора с прессом осуществляется жесткой коаксиальной линией либо телескопическим волноводом, на которых смонтированы фильтры гармонических частот (переносные клеммы соединяются с генератором коаксиальным кабелем сопротивлением 50 Ом).

В сварочном оборудовании полностью учтены требования международных норм по защите от промышленных помех радио- и телевизионному приему, а также санитарно-гигиенические нормы защиты персонала от воздействия высокочастотного электрического поля. В конструкции генераторов и связей реализованы многие прогрессивные направления в совершенствовании оборудования подобного назначения.

Внедрение технологии массового производства тентов из синтетических материалов, основанной на сборке тентов из пол-

ностью готовых элементов, получаемых на высокопроизводительном оборудовании, позволило обеспечить значительное сокращение производственных площадей и количества работающих по сравнению с традиционным швейным производством.

Только применение сварочных линий привело к снижению общей трудоемкости изготовления тента на 41,7%. При обработке отдельных полотнищ-полуфабрикатов, в зависимости от их сложности, с заменой пошива на автоматическую высокочастотную сварку производительность возросла в 2—8 раз при значительно более высоком и стабильном качестве соединений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барун В. Н., Бутов В. Н. Тенты для бортовых автомобилей КамАЗ. — Автомобильный транспорт, 1978, № 6, с. 41—43.
2. Jareš F. Vysokofrekvenční generatory pro aplikaci v obuvnickém průmyslu. Kožářství, 1973, № 7.

УДК 621.735.32.016.3

Новые технологические процессы при изготовлении холодновысадочного инструмента

А. Т. БЫКАДОРОВ, Г. В. БУНАТЯН

Конструкторско-технологический институт холодновысадочного и пружинного производства

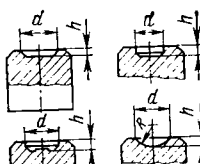
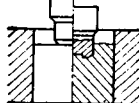
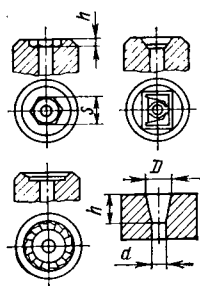
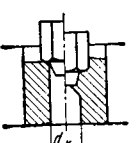
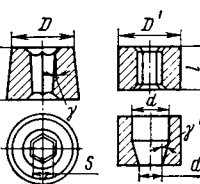
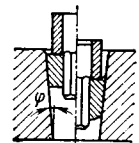
СОВРЕМЕННЫЕ требования к качеству автомобилей вызывают необходимость совершенствования конструкций механических крепежных деталей и использования специальных сталей при их разработке.

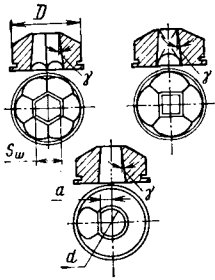
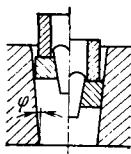
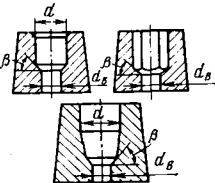
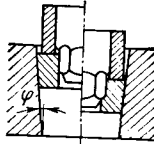
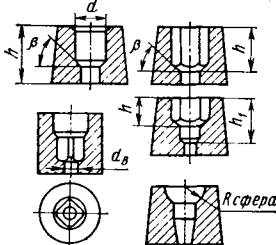
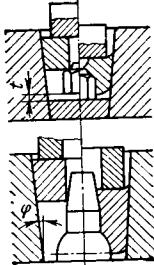
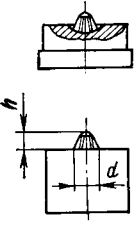
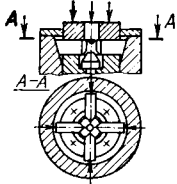
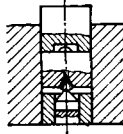
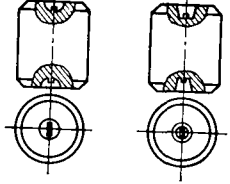
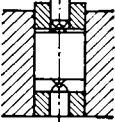
Массовое изготовление крепежных деталей методом холодной высадки невозможно без поиска и использования новых технологических процессов для производства уникального холодновысадочного инструмента. Такой инструмент должен иметь значительную стойкость и обеспечивать получение точных геометрических параметров изготавливаемых крепежных деталей [1].

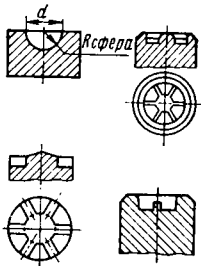
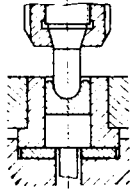
В данном случае при обработке деталей из инструментальных сталей методом пластического деформирования следует использовать холодное или полугорячее выдавливание, что

обеспечивает высокое качество и точность изготовления сложных рельефных полостей и поверхностей в основных деталях холодновысадочного инструмента. Кроме этого, резко снижается трудоемкость при изготовлении инструмента по сравнению с традиционными способами.

Правильный выбор рациональной технологии холодного выдавливания в основном определяется требованиями, предъявляемыми к холодновысадочному инструменту, а также зависит от конструкции и размеров рельефных полостей в основных деталях инструмента, точности их изготовления и сложности высадиваемой детали. На основании этого и серийного характера производства инструмента выбирается марка стали и вводятся условия на предварительную обработку и шероховатость поверхности заготовки, изготавливаемой из этой стали.

Основные детали холодновысадочного инструмента	Метод изготовления		Рекомендации, определяющие применение холодного выдавливания
	Наименование	Схема технологического процесса	
Пуансоны для высадки болтов, винтов, заклепок		Закрытое выдавливание в сплошной заготовке	 При $HB_{210} \frac{h}{d} < 0,2$; при $HB < 180 \frac{h}{d} < 0,5$
Формовочные матрицы для гаек, болтов, болта шатуна, винтов и гаек с зубчатой кромкой, наборные пуансоны		Закрытое выдавливание в заготовке со сквозной облегчающей камерой	 При $HB 210 \frac{h}{s} < 0,2$; При $HB < 180 \frac{h}{s} < 0,6$; при $\frac{D}{d} < 1,5 \frac{h}{d} < 1$; $d_k \approx (0,7 \div 0,8) s$
Сквозные формовочные матрицы с рельефом по всей глубине полости		Выдавливание радиальным обжатием в конической матрице конусных заготовок	 $\frac{D}{s} = 2 \div 3,5; l_{min} = 0,20 D$; при $\gamma > 10^\circ \frac{D}{l} > 1; \gamma' > 15^\circ$; $d' > 0,8 d$; при отсутствии угла уклона $\gamma \frac{D'}{l} < 1,4$; $\varphi = 5^\circ$

Основные детали холодновысадочного инструмента		Метод изготовления		Рекомендации, определяющие применение холодного выдавливания
		Наименование	Схема технологического процесса	
Обрезные болтовые матрицы с рельефом не на всю глубину полости		Выдавливание с радиальным обжатием в конической матрице заготовок цилиндрической формы		$\gamma = 1 \div 5^\circ$; $\frac{D}{s} = 2 \div 3,5$; $\varphi = 5 \div 7^\circ$; $\frac{d}{2a} < 1,4$
Формовочные глухие матрицы с пологими элементами для полости		Выдавливание радиальным обжатием		$\beta > 50^\circ$; $d_s > 0,85 s$; $(d_s > 0,75 d)$; $\varphi = 5^\circ$
Формовочные матрицы с глубокими полостями для гаек, штуцеров, шаровых пальцев и т. д.		Выдавливание с одновременным радиальным обжатием		$\beta < 50^\circ$ $\frac{h}{s}$ до 1-1,2 $t = 5 \div 15$ мм $\varphi = 1 \div 3^\circ$
Пуансоны для высадки винтов с крестообразным шлицем		Радиальное выдавливание выступающего рельефа		При $\frac{h}{d} > 0,5$
		Выдавливание выступающего рельефа в мастер-матрицу		При $\frac{h}{d} < 0,5$; как доделочная операция после выдавливания выступающего рельефа радиальным способом
Пуансоны для высадки винтов со шлицами		Двухстороннее выдавливание		При $HV < 180$

Основные детали холодновысадочного инструмента	Метод изготовления		Рекомендации, определяющие применение холодного выдавливания
	Наименование	Схема технологического процесса	
<p>Пуансоны для высадки шаровых пальцев, самоконтращихся болтов, винтов со шлицами, матрицы для высадки корончатой гайки и т. д.</p> 	Полугорячее выдавливание*		—
<p>* Применять при недостаточной пластичности металла при холодном выдавливании, в случаях неудовлетворительного заполнения рельефа полостей низкой стойкости мастер-пуансонов при холодном выдавливании.</p>			

Большое распространение получил метод холодного выдавливания при изготовлении инструмента для многопозиционных холодновысадочных автоматов, поскольку он изготавливается из труднодеформируемых сталей Р6М5, 6Х7В7ФМ, Х12М. Естественно, что инструмент, изготовленный из этих сталей, имеет повышенную стойкость по сравнению с инструментом, изготовленным из сталей У10А, 50ХФА и др.

В результате исследований были разработаны и систематизированы уникальные технологические процессы выдавливания сложных рабочих поверхностей в основных деталях холодновысадочного и другого подобного инструмента из труднодеформируемых сталей [2, 3].

Наиболее характерные методы холодного выдавливания для изготовления основных деталей холодновысадочного инструмента и рекомендации правильного выбора технологического процесса приведены в таблице. Как видно из таблицы, особенно интересны методы, включающие в свою технологию элемент радиального обжатия заготовок. Холодное выдавливание радиальным обжатием и выдавливание с одновременным радиальным обжатием позволяют создать в заготовках благоприятное для объемного деформирования напряженное состояние, которое дает возможность получать в труднодеформируемых сталях полости необходимой глубины [2].

Холодное выдавливание осуществляется на специальных тихоходных гидрпрессах, например, модели П7640. Перед выдавливанием заготовки должны подвергаться отжигу с целью снижения исходной твердости и обеспечения благоприятной структуры зернистого перлита. Используемая для холодного выдавливания оснастка отличается применением бандажированных матриц. Удельная нагрузка на мастер-инструменте достигает 320—340 кгс/мм². Изготавливают его в этом случае из быстрорежущих сталей Р6М5, Р18Ф и других, обеспечивающих твердость HRC 62—65.

Применяемая смазка с дисульфидом молибдена (паста ВНИИ НП 232) обеспечивает высокое качество поверхности рабочих полостей (2—2а класс точности, шероховатость поверхности $Ra=0,63\div0,32$ мкм).

Перспективным является и метод полугорячего выдавливания полостей сложной конфигурации в основных деталях инструментальной оснастки, которым следует пользоваться, если невозможно изготовить заданные полости методом холодного выдавливания. Оптимальная температура нагрева заготовок

при полугорячем выдавливании в стали Р6М5 составляет 770—800°C. При этой температуре слой окалины, остающейся на поверхности полости, не превышает 3—4 мкм, а удельные усилия на мастер-пуансоне не выше 160—200 кгс/мм². Выдавливание осуществляется на быстроходных механических прессах (например, чеканочных). При этом качество заполнения сложного рельефа хорошее, точность размеров соответствует 3—4 классу, шероховатость поверхностей $Ra=1,25\div0,32$ мкм. Смазкой служит смесь, состоящая из пяти частей графита и одной части дисульфида молибдена, размешанных в машинном масле.

Внедрение метода объемного деформирования в производство холодновысадочного инструмента на заводах, где количество выдавливаемых деталей инструмента составляет 20—30 тыс. шт. в год, дает значительный экономический эффект [4, 5]. Это достигается в первую очередь за счет снижения в 1,5—2,5 раза трудоемкости изготовления инструмента и повышения в 1,3—2,5 раза его стойкости на операциях высадки.

Таким образом, приведенные технологические процессы холодного и полугорячего выдавливания являются наиболее совершенными и могут найти широкое применение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Быкадоров А. Т. Производство крепежных изделий и пружин на заводе «Красная Этна». — Сб.: Технология автомобилестроения. М.: НИИТавтопром, 1978, № 7.
2. Бунатян Г. В. Выдавливание полостей в деталях гайковысадочного инструмента из труднодеформируемых сталей. — Сб.: Применение новых методов выдавливания в производстве технологической оснастки. Таллин; ЭстНИИНТИ, 1974.
3. Бунатян Г. В., Гарев Р. К., Гордиенко Н. И., Салин В. Г. Объемное выдавливание обрезных пуансонов для болтовывсадочного инструмента. — Сб.: Технология автомобилестроения. М.: НИИТавтопром, 1975, № 2.
4. Швеи М. И., Лернер П. С., Куприн Е. В., Рыбаков М. Г. Эффективность процессов холодного выдавливания высадочного инструмента. — Сб.: Технология автомобилестроения. М.: НИИТавтопром, 1977, № 4—5.
5. Бунатян Г. В., Салин В. Г., Магдалинов В. С., Смирнов В. М. Вопросы эффективности применения выдавливания полостей в технологической оснастке из высоколегированных инструментальных сталей. — Сб.: Повышение качества и эффективности изготовления технологической оснастки методами пластического деформирования. Таллин, ЭстНИИНТИ, 1977.

УДК 629.113:621.828

Сварные предварительно обжатые резинометаллические шарниры

В. Г. МАСЛЕННИКОВ, Ю. В. ГЛУХОВА, В. П. ЗАЛЕТОВА

Свердловский филиал НИИ резиновой промышленности

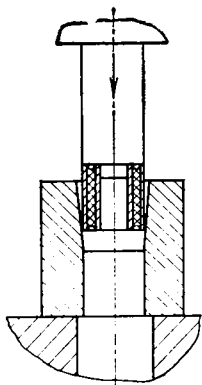
В СВЕРДЛОВСКОМ филиале НИИ резиновой промышленности разработана технология изготовления предварительно обжатых сварных резинометаллических шарниров, а также проведено экспериментальное и теоретическое исследование их жесткости и стеновой долговечности.

Предварительное обжатие осуществлялось с целью ликвидации вредных усадочных напряжений и снижения добавочных напряжений от скручивания, что способствовало повышению долговечности.

Резинометаллические втулки изготавливали в два этапа: а) втул-

канизация в пресс-форме методом литья под давлением; при этом резина крепится к металлу клеями горячего отверждения либо через слой осажденной латуни; б) обжатие по наружному диаметру путем протяжки через ряд фильер (от одной до трех) с последовательным уменьшением их диаметра (рисунок).

Перед обжатием наружную поверхность втулки и рабочую поверхность фильер смазывали смазкой типа И-20А (ГОСТ 20799—75). Толкатели и фильеры выполняли по скользящей посадке, причем рабочие поверхности имели минимальную шероховатость.



Усилие Q , требующееся для обжатия втулки, подсчитывали по формуле

$$Q = 2\pi q r l f,$$

где q — удельное давление;

$$q = \frac{E \Delta (r^2 - r_0^2)}{r (r^2 + r_0^2)},$$

Δ — натяг; $\Delta = r - r_1$;

r — внутренний радиус фильеры;

r_1 — наружный радиус втулки до обжатия;

r_0 — наружный радиус втулки по резине до обжатия;

E — модуль Юнга обжимаемой металлической обоймы ($E = 1,6 \times 10^6$ кгс/см²);

f — коэффициент трения пары металл—металл со смазкой ($f = 0,08 \pm 0,015$);

l — длина обжимаемой металлической обоймы.

Суммарный натяг Δ (обжатия) должен превышать усадку резины по радиусу δ_{yc} :

$$\delta_{yc} = \sqrt{(1 - \beta)^3 (r_0^2 - r^2) + (r^2)^2} - r_0,$$

где β — коэффициент усадки резины ($\beta = 0,013 \div 0,02$);

r' — внутренний радиус втулки по резине.

В общем случае

$$\frac{\Delta}{r_0 - r'} = 0,03 \div 0,18. \quad (1)$$

С уменьшением отношения $l/(r_0 - r')$ степень обжатия, подсчитываемую по формуле (1), увеличивают в пределах указанного диапазона.

Материал наружной обоймы втулки должен обладать хорошими пластическими свойствами, такими, например, как у стали 08КП, 10КП (ГОСТ 1050—74). Толщина наружной армату-

осевая жесткость

$$c_F = \frac{F}{\delta_2} = \frac{2\pi G l_0}{\ln \frac{r'}{r_0}}; \quad (3)$$

угловая жесткость

$$c_M = \frac{M}{\alpha} = \frac{4\pi G l_0 (r' r_0)^2}{r_0^2 - (r')^2}, \quad (4)$$

где P, δ_1 — радиальные сила и перемещение;

F, δ_2 — осевые сила и перемещение;

M, α — крутящий момент и угол скручивания;

G — модуль сдвига резины;

l_0 — первоначальная (до обжатия) длина резинового слоя;

r_2 — наружный радиус втулки по резине после обжатия.

Следует отметить, что в формулах (2)—(4) используются размеры втулок до обжатия.

По такой технологии были изготовлены сварные втулки из резины ИРП-1315 к узлам подвески серийного грузового автомобиля. Размеры, максимальные усилия обжатия и значения жесткости исследованных сварных шарниров приведены в табл. 1, из которой видно, что расхождения экспериментальных и расчетных значений угловой и осевой жесткости не превышают 15%. Значительное расхождение между экспериментальными и расчетными значениями радиальной жесткости для шарниров (вариант 2) объясняется как небольшим значением отношения $(r_0 - r')/l_0$, так и методическими трудностями измерения перемещения.

Резинометаллические втулки по варианту 1 (см. табл. 1) прошли испытания на специальном восьмипозиционном стенде, имитирующем условия работы шарниров в подвеске автомобиля в режиме: $P = 180$ кгс = const, $\alpha = \alpha_0 \sin \omega t$, $\alpha_0 = 227$, $\omega = 2,0$ Гц.

Таблица 1

Вариант	Размеры в см				Усилие обжатия Q_{max} в кгс	Расчетная жесткость ($G = 13$ кгс/см ²)			Экспериментальная жесткость		
	r'	r_1	l_0	r_2		c_P в кгс/мм	c_F в кгс/мм	c_M в кгс/мм/град	c_P в кгс/мм	c_F в кгс/мм	c_M в кгс/мм/град
1	0,95	1,45	2,86	1,39	5 000	670	50,95	0,120	620	49,1	0,127
2	1,5	1,975	3,5	1,91	5 500	2300	104	0,5	1540	—	0,48
3	3,0	5,2	4,2	4,9	15 000	360	62,4	1,615	395	70	—

Таблица 2

Тип шарнира	Радиальный износ (эксперимент) в мм	Изменение угловой жесткости $c_M (t^*)/c_M (0)$	Остаточный угол в град после скручивания на $\alpha = 10^\circ$
Сварной	$0,34 \pm 0,16$	1,04	$0,2 \pm 0,2$
Серийный, сборный . . .	$2,6 \pm 0,9$	0,52	$3,4 \pm 1$

ры в зависимости от размеров втулок лежит в интервале 1—5 мм.

При использовании нескольких фильер натяг на каждой ступени обжатия Δ_i должен удовлетворять условию $\Delta_{i+1} < \Delta_i$.

К особенностям обжатия относятся динамический (толчкообразный) характер процесса при постоянной скорости движения толкателя; упругое восстановление наружной металлической обоймы втулок после протяжки через фильеру, достигающее до 50% натяга на каждой ступени обжатия, причем величина упругого восстановления уменьшается с увеличением пластичности стали; длина обжимаемой обоймы практически не увеличивается после всех ступеней обжатия.

Жесткость сварных предварительно обжатых шарниров рассчитывали по формулам [1, 2]:

радиальная жесткость

$$c_P = \frac{P}{\delta_1} = 1,5 \pi G l_0 \frac{r_0^2 + 6(r_2 - r')^2}{r_0^2 + 3(r_2 + r')^2} \cdot \frac{(r_2 + r')}{(r_2 - r')}; \quad (2)$$

Одновременно на этом же стенде испытывались сборные шарниры, установленные в аналогичные посадочные места с величиной обжатия $\Delta/(r_0 - r') = 0,42$ (r_0 — внутренний радиус резинового втулки до обжатия).

Результаты испытаний опытных сварных шарниров по сравнению с серийными сборными шарнирами после наработки 1 780 000 циклов (табл. 2) имеют лучшие эксплуатационные качества, меньший износ, а технология их изготовления не вызывает трудностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глухова Ю. В., Масленников В. Г. Исследование циклической долговечности цилиндрических резинометаллических шарниров различных типов. — Каучук и резина, 1974, № 12.
2. Масленников В. Г., Сиротин М. И. Расчет предварительнонапряженных сварных резинометаллических шарниров. — Каучук и резина, 1977, № 9.

Влияние прокаливаемости стали на деформацию шестерен в процессе химико-термической обработки

В. В. КРАСИКОВ, В. В. СКОТНИКОВ, А. Н. БЕЛОВ

Ярославский моторный завод

У ШЕСТЕРЕН коробки передач после химико-термической обработки наблюдается изменение геометрических параметров. При этом у деталей, изготовленных из некоторых плавок, эти параметры изменяются в результате деформаций, а в среднем контролируемый диаметр отверстия ($12,8 \pm 0,035$ мм) уменьшается на 0,16 мм.

Рассмотрим результаты исследования влияния прокаливаемости плавок стали 15ХГН2ТА на деформацию отверстия шестерен при химико-термической обработке. Для исследования были взяты семь плавок с различной прокаливаемостью (рис. 1). Химический состав плавок приведен в таблице.

Для проверки влияния первичной термической обработки на деформацию образцы заготовок диаметром 110 мм были подвергнуты нормализации (50% из общего количества от каждой плавки) при 950°C и изотермическому отжигу (аустенизация 950°C, изотермическая выдержка 630°C). Химико-термическая обработка образцов проводилась в безмуфельном агрегате по режиму: цементация при 940°C в атмосфере эндогаза с добавкой природного газа, непосредственная закалка в масло при 110°C, отпуск при 160°C продолжительностью 2 ч. Перед химико-термической обработкой и после нее измеряли диаметр отверстия образцов, а затем подвергали их испытанию на твердость и исследовали микроструктуру.

№ плавки	Содержание элементов в %							
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Ti	P	S
1	0,16	0,29	0,78	0,81	1,61	0,05	0,013	0,012
2	0,15	0,25	0,77	0,79	1,57	0,04	0,019	0,010
3	0,14	0,35	0,77	0,79	1,55	0,04	0,014	0,010
4	0,15	0,22	0,85	0,82	1,48	0,05	0,015	0,010
5	0,15	0,25	0,79	0,79	1,47	0,07	0,023	0,014
6	0,13	0,33	0,82	0,86	1,44	0,04	0,013	0,011
7	0,14	0,26	0,91	0,79	1,43	0,04	0,030	0,013

Анализ результатов проведенных исследований показал, что поверхностная твердость образцов одинаковая и составляет HRC 59—60,5. Твердость сердцевин колеблется от HRC 14,5—18 (кривые 6—7 на рис. 1) до HRC 29—33 (кривые 1—3 на рис. 1). Микроструктура закаленного цементованного слоя характеризуется наличием мелко- и среднеглычатого мартенсита с остаточным аустенитом 1—3-го баллов шкалы ЯМЗ при толщине слоя до структуры, состоящей из 50% феррита и 50% перлита, на наружной поверхности 0,9—1,0 мм и в отверстии 0,7—0,8 мм. Содержание углерода в поверхностном слое на глубине 0,05—0,1 мм, по данным химического анализа послойных образцов, составляет 0,85—0,86%.

Микроструктура (рис. 2) сердцевин образцов меняется от верхнего бейнита с участками феррита и мартенсита (кривые 6—7 на рис. 1) до нижнего бейнита с мартенситом (кривые 1—3).

Таким образом, в структурообразовании и твердости сердцевин образцов наблюдается резкое различие, что связано с разной прокаливаемостью плавок стали. Величина фактическо-

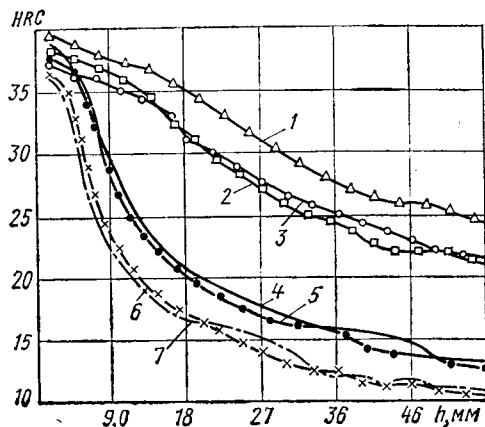


Рис. 1. Кривые прокаливаемости плавок стали 15ХГН2ТА: 1—7 — номера плавок; h — расстояние от охлаждаемого торца образца

го зерна аустенита находится в пределах 6—9 номеров, причем отдельные зерна с № 5 наблюдаются в плавках № 6—7.

Ниже приведены результаты измерения контролируемого диаметра отверстия после нормализации и изотермического отжига (средние значения по результатам 7—10 замеров после нормализации).

Абсолютная величина уменьшения диаметра отверстия в мм	Номера плавок						
	1	2	3	4	5	6	7
	0,1194	0,01212	0,0930	0,0510	0,0462	0,0441	0,039

Независимо от вида первичной термической обработки деформация образцов при полученной глубине цементованного слоя возрастает с увеличением прокаливаемости плавок стали в пределах всего интервала твердости сердцевины. При этом образцы, изготовленные из плавок с высокой прокаливаемостью (кривые 1—3), имеют деформацию в 2—3 раза большую, чем образцы из плавок с низкой прокаливаемостью (кривые 6—7).

Однако, оценивая влияние первичной термической обработки, можно отметить, что изотермический отжиг по сравнению с нормализацией привел к некоторому уменьшению деформации, хотя стабильности в снижении деформации у исследуемых плавок нет. Так, уменьшение деформации, вызванное отжигом (кривые 2—4 и 7), составляет до 8% и 18—24% у плавок № 1, 5 и 6. Разницу в снижении деформации можно было бы наблюдать между плавками с высокой и низкой прокаливаемостью за счет более существенного различия в структурообразовании при нормализации и отжиге. Однако наиболее заметная разница в снижении деформации имеет место у плавок как с высокой, так и с низкой прокаливаемостью, что связано, по-видимому, с индивидуальными особенностями изученных плавок, например, микроструктурной неоднородностью и т. д. Результаты данных исследований согласуются с данными работы [1], полученными на образцах из стали другой марки.

Таким образом установлена зависимость деформации от прокаливаемости стали. С увеличением прокаливаемости при ука-

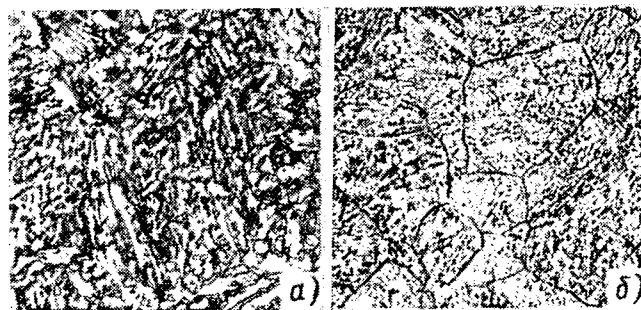


Рис. 2. Микроструктура сердцевин ($\times 630$) образцов после химико-термической обработки: а — плавка № 7; б — плавка № 1

занной глубине поверхностного слоя наблюдается рост деформации отверстия (уменьшение его диаметра), что может быть объяснено влиянием структурных напряжений, вызванных образованием в сердцевине соответствующих структур, обладающих различным удельным объемом [2].

Изотермический отжиг по сравнению с нормализацией снижает деформацию в среднем на 10—15%.

Для обеспечения размерной стабильности деталей после химико-термической обработки необходимо, чтобы сталь имела нормированную прокаливаемость. Так, применительно к шестерням коробки передач из стали 15ХГН2ТА с твердостью сердцевины у основания зуба HRC 25—30 желательно установить минимальную и максимальную твердость HRC 25—35 на расстоянии 9 мм от охлаждаемого торца образца.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гринберг Н. М., Коновалова М. П. Причины изменения размеров деталей при цементации. — МнТОМ, 1968, № 6, с. 71—74.
2. Кальнер В. Д., Никонов В. Ф., Юрасов С. А. Современная технология цементации и нитроцементации. — МнТОМ, 1973, № 9, с. 23—26.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТЕХНОЛОГИИ, ОРГАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА И ЭКОНОМИКИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ЯПОНИИ

ИНТЕНСИВНЫЙ рост автомобильной промышленности Японии за последнее время потребовал соответствующих изменений форм и методов управления производством.

В Японии, как и в других странах, наблюдается тенденция воздействия автомобильной промышленности на экономику страны в целом, что приобретает особое значение в условиях развивающейся экономической экспансии японской промышленности, особенно автомобильной, во многом работающей на экспорт. В связи с этим опыт работы крупных автомобильных фирм Японии представляет определенный интерес для отечественной автомобильной промышленности, а также автомобильного транспорта.

Ранее¹ были рассмотрены некоторые вопросы формирования японского автомобилестроения и его мощностей, структуры и объемов автомобильной продукции, специализации и кооперирования производства.

В данной статье рассмотрены вопросы современного состояния автомобильной промышленности Японии, в частности, показаны прогрессивные технологические процессы, научные разработки, некоторые аспекты организации производства и экономики отрасли.

На японских автомобильных фирмах нашли широкое распространение такие технологические процессы, как получение деталей методом порошковой металлургии, холодная объемная штамповка, непрерывное литье из стали и высокопрочного чугуна, литье-штамповка, литье под давлением деталей из алюминиевого сплава вместо чугуна, силовое шлифование на высоких скоростях (50—60 м/с и скорость съема металла 100 см³/мин), холодное выдавливание и др.

На автозаводах работают новейшие автоматические формовочные линии, например, линия автоматической заливки металла, которая осуществляется при помощи имеющихся на каждой опоке фиксаторов. Опки делают различных размеров, в среднем 1000×1400 мм. Линия оснащена электронной аппаратурой и работает довольно устойчиво. Производительность линии составляет 330 опок/ч.

Вакуумное литье обеспечивает высокое качество отливок и хорошую структуру металла. Этот способ не требует приготовления специальных смесей, а формовка производится на вибропрессах. Модельная плита, имеющая внутреннюю герметичную полость, покрывается специальной пленкой. Полость вакуумируется, в результате чего пленка прилипает и очень точно облегает модель. Сверху устанавливается опока, в которую насыпается сухой мелкий песок; опока также покрывается пленкой со стороны, противоположной модели, и вакуумируется. В результате этого песок, помещенный между двумя пленками, спрессовывается и в одной опоке получается точный отпе-

чаток модели. Аналогично подготавливается другая опока. После скрепления опок в них заливается металл. Такая технология обеспечивает полное газозудление и практически блестящую поверхность.

В последнее время в японском автомобилестроении доля затрат на кузовные работы значительно снизилась за счет применения более прогрессивной технологии в листоштамповочном производстве и на сварочных работах.

В холодной листовой штамповке достигнуто повышение производительности на 20% и более при значительной экономии металла. Широко применяется многопозиционная штамповка. Многие детали, которые прежде штамповались на гидравлических прессах, изготавливаются на быстровытяжных прессах, позволяющих довести скорость штамповки до 28 ударов в минуту при работе в автоматическом режиме и низкой скорости пластической деформации. Это обеспечивает получение деталей кузова автомобиля очень сложной конфигурации на прессе простого действия с помощью пневмодушки. За счет меньшего усилия прижатия расход материала при этом сокращается до 10%. Поскольку пластическая деформация происходит при небольших скоростях, можно применять материал обычного качества и меньшей толщины 0,6—0,7 мм вместо 0,8—0,9 мм. При этом не требуется дорогая смазка.

Все большее применение находят штамповочные центры, представляющие собой прессы усилием 200—250 тс. Установка штампа, подача рулона листового материала, регулировка закрытой высоты и т. д. автоматизированы и осуществляются по программе, заложенной в компьютер. Производительность штамповки может быть задана и составляет 50—150 дет/мин. На этих центрах изготавливаются преимущественно мелкие детали в две-три операции последовательной штамповки.

При штамповке на трехкоординатном многопозиционном прессе кроме обычного цикла (зажим заготовки — ее продольное перемещение — разжим) рейферные линейки могут совершать при переключении следующий цикл: зажим заготовки — ее подъем на высоту до 150 мм — продольное перемещение — опускание — разжим.

Фирма Комацу для штамповки крупных кузовных деталей применяет автоматические линии типа «Синхроматик». На штамповочном заводе компании Тойота Мотор в Цунуми на четырех крупных автоматических линиях штампуются такие сложные детали, как крылья легковых автомобилей. Эти линии работают без штамповщика и имеют производительность 10—12 дет/мин. При этом механизмы загрузки и выгрузки заготовки работают от собственного привода (на фирме Комацу) или от вала отбора мощности пресса.

Широко применяется штамповка кузовных деталей на крупных полуавтоматических линиях, где выгрузка заготовки

автоматическая, а загрузка ручная, кроме головного пресса, полностью автоматизированного.

Большое распространение имеют штамповочные линии, составленные из групп мелких прессов усилием 100, 150, 200 тс с S-образной станиной. Они соединяются с помощью рейферных линеек в одну линию, представляя собой как бы многопозиционный пресс, и работают без штамповщиков с достаточно высокой производительностью.

Контроль штампованных деталей и кузова автомобиля в целом осуществляется с помощью набора ламп дневного света на регулируемых стойках.

На некоторых японских автомобильных фирмах, например, Хонда Мотор, применяется метод холодного выдавливания для изготовления таких крупных деталей, как шестерни полуосей, ведущие шестерни заднего моста, корпус шарнира переднего привода и др. Процесс осуществляется на вертикальных прессах фирмы Аида.

Метод холодного выдавливания получает все большее распространение на автомобильных заводах и предприятиях других отраслей промышленности.

При сварке кузовов на специальных сварочных линиях используются различные роботы, что обеспечивает высокую производительность и экономичность сварочно-кузовного производства. Сварка кузовов производится в основном на изготовленных автомобильными фирмами сварочных линиях, на которых можно сваривать кузова автомобилей нескольких модификаций. Для этого используются различные дополнительные головки, применяющиеся в зависимости от конструкции кузова той или иной модели автомобиля; применение некоторых головок программируется. Таким образом, одна автоматическая линия или один автоматический кондуктор может сваривать кузова нескольких модификаций. По такому принципу сваривают кузова на заводах фирм Тойота Мотор и Ниссан Мотор.

На фирме Тоё Когё сварочный цех расположен в двухэтажном помещении: внизу сваривают подузолы, а наверху, на автоматической линии, собирают кузова и приваривают отдельные детали с помощью двух пар роботов. Имеется главный автоматический кондуктор, работающий на кузовах нескольких модификаций.

По данным фирмы Хонда Мотор, сварка кузова легкового автомобиля занимает 30 с. За две смены (по 8 ч каждая) фирма выпускает 1000 автомобилей с двигателем объемом 1500 см³. Примерно с такой же производительностью сваривают кузова и на других фирмах. На заводе фирмы Ниссан Мотор на сборке кузовов легкового автомобиля «Президент» используются 30 роботов типа «Кавасаки-2030»: шесть роботов на сварке пола, четыре робота — на сварке боковин и 20 роботов на других различных операциях сварки и сборки, в том числе три робота применяются на дуговой

¹ Невелев А. А., Колесников Ф. Н. Пути развития автомобильной промышленности Японии. — Автомобильная промышленность, 1979, № 3.

сварке картера заднего моста. Некоторые роботы проработали 25—27 тыс. ч, т. е. более пяти-шести лет непрерывной работы в две смены и без ремонта. Трудоемкость сварки кузова составляет примерно 16 мин.

Роботы широко используются при сварке кузовов на заводе фирмы Тойота Мотор, выпускающем в день примерно 1100 легковых автомобилей «Марк-2» и «Корона». Так, линия сварки пола кузова легкового автомобиля оснащена восемью роботами фирмы Юнимейшн-Кавасаки модели 4630, оборудованными сварочными клещами массой 325 кг. Они осуществляют сварку пола кузова с усилителями и имеют вылет до 500—600 мм. Клещи изготовлены из алюминия-евое сплава. На линии свариваются полы двух типов. Информация, получаемая роботами с предыдущей операции, дает указание на выбор нужной программы «памяти» робота. При этом оба типа полов фиксируются по длине до одного и того же упора. Каждый робот сваривает примерно 40 точек. Время переключения качающегося трансформатора составляет 19 с, время сварки 100 с, а общий цикл 2 мин.

На участке сварки поперечной балки крепления стенок кузова легкового автомобиля, оснащенном двухпозиционным поворотным столом, робот модели 2000А производит сварку в восьми точках и укладывает готовые изделия на конвейер. Загрузка и прихватка деталей осуществляются рабочим. На общей линии сварки кузовов используются напольные роботы модели 2030 и подвесные (в вертикальном положении) модели 2000с для сварки наиболее труднодоступных участков.

Сборка и сварка кабины грузового автомобиля осуществляются вручную на подвесных сварочных машинах. На некоторых операциях используются роботы. Так, на заводе фирмы Мицубиси Хеви Индастриз для сварки прямолинейных участков кабины применяются четыре робота собственного производства. Для сварки усилителей, установленных вертикально в четырехместном поворотном приспособлении, используется робот типа «Юнимайт», сваривающий 86 точек.

Операции по сварке кузова автомобиля разделены. Это позволяет широко механизировать сварку не только с помощью роботов, но и обычными механизмами. Сварка кузовов осуществляется универсальными роботами типа «Кавасаки-Юнимайт», только в наиболее труднодоступных точках, например, приварка арок колес, рам ветрового стекла и др.

При сварке кузовов легковых и кабин грузовых автомобилей применяется примерно 75% парка роботов (по данным на 1 января 1977 г.), имевшегося в японской автомобильной промышленности, причем в основном они используются для точечной, а также для дуговой сварки (главным образом на заводах фирм Тойота Мотор и Ниссан Мотор).

Вопросы организации задела деталей при штамповке решены за счет использования накопителей. Замена штампов на крупной прессовой линии занимает 1 ч, на многопозиционных прессах 1,5 ч, на автоматических линиях 30 мин (крупные кузовные штампы), а на штамповочном центре несколько минут. Ремонт штампов производится только с помощью корректировочных или наладочных прессов. Все прессы снабжены автоматическими

креплениями штампов, что значительно сокращает время на их замену.

Все эти мероприятия позволили значительно уменьшить количество деталей на складе и высвободить складские площади, которые используются для расширения производства.

При механической обработке широко применяются автоматические линии, роботы, станки с программным управлением и автоматические линии, а также центры механической обработки различного назначения.

Многоагрегатные станки и центры механической обработки деталей изготавливаются дочерними предприятиями фирм автомобильных компаний Тойота Мотор, Мицубиси Хеви Индастриз, а также специальными станкостроительными фирмами Японии, например, Тин Ниппон Кок Компани, Лтд., Окина Машинери Уокс, Лтд., Мицуи Сейки Когэ Компани, Лтд., Макино Мифлинг, Атака, Аида (прессы) и др.

Для достижения более высоких экономических показателей предусмотрены следующие основные направления в японском автомобилестроении:

- 1) дальнейшее совершенствование управления и организации производства;
- 2) всестороннее изучение и выявление экономической целесообразности изготовления определенных комплектов изделий, деталей и агрегатов на данном предприятии или заказа их у другой специализированной фирмы;
- 3) широкая механизация и автоматизация производственных процессов (применение многопозиционных агрегатных станков, обрабатывающих центров, автоматических линий, роботов и т. д.);
- 4) внедрение прогрессивной экономической технологии производства, в частности, предусматривается высокая организация работы с поставщиками-смежниками;
- 5) разработка наиболее современной технологии, а также более экономичное и качественное изготовление заготовок в кузнечном и литейном цехах в целях приближения размеров заготовок к готовым деталям.

Выполнение этих мероприятий позволит не только экономить металл, но резко сократить объем металлообработки заготовок, а в некоторых случаях исключить токарную и фрезерную обработку, ограничившись лишь силовым шлифованием на повышенных скоростях. Широкое внедрение малоотходной технологии предполагает использование методов порошковой металлургии, холодной объемной штамповки, непрерывного литья из стали и высокопрочного чугуна, замены чугунных деталей литьем под давлением из алюминиевых сплавов и др.

Мероприятия по организации производства на некоторых предприятиях автомобильных фирм Тойота Мотор, Ниссан Мотор и Мицубиси Мотор позволили повысить коэффициент использования металла до 0,80—0,81 (для сравнения отметим, что на основных автомобильных концернах США Джeneral Моторс Корп., Форд Мотор и Крайслер Корп., этот коэффициент равен в среднем 0,82).

Высокое качество японских автомобилей в значительной степени обеспечивается уровнем культуры и организации производства, а также тщательным пооперационным техническим контролем и строгим контролем при изготовлении как отдельных агрегатов, так и автомобиля в целом.

При сборке, например, двигателя или

роко применяются механизированные сборочные головки и зажимы. На специальных световых табло фиксируется усилие затяжки, причем сигналы на табло поступают от динамометрического ключа. Это обеспечивает более тщательный контроль качества сборки двигателя. Каждый двигатель проходит испытание и проверку на токсичность отработавших газов. Кроме этого, проводится выборочная проверка двигателей на токсичность уже на собранном автомобиле.

На главном конвейере в процессе сборки автомобиля проводится тщательный технический контроль отдельных агрегатов и узлов автомобиля на встроенных в конвейер специальных стендах, например, проверяются сход и развал колес, углы поворота колес, наклон шкворня, тормозная система и т. д.

Очень большое внимание уделяется научно-исследовательским разработкам, затраты на которые составляют примерно 3% от стоимости проданной продукции (эти затраты в 1976 г. составили 150 млрд. иен). Каждая из десяти крупнейших автомобильных фирм имеет свой научно-исследовательский центр или крупные лаборатории.

Основная доля затрат приходится на работы, связанные с разработкой новых и совершенствованием существующих конструкций автомобилей (в том числе очистка отработавших газов, экономия топлива, безопасность конструкции автомобиля).

Все японские автомобили, которые изготовлены на экспорт, отвечают следующим нормам содержания токсичных веществ в отработавших газах на одну милю пробега (в г): углеводорода — не более 0,41; углекислого газа — не более 3,4 и окислов азота — 0,4. Японское агентство по защите окружающей среды намеревается ввести более жесткие нормы на содержание окислов азота в отработавших газах, которое не должно превышать 0,25 г/милю.

Японские автомобильные фирмы активно включились в борьбу за очистку отработавших газов. С 1969 по 1975 г. на эти цели было израсходовано 240 млрд. иен, или 20% всех капиталовложений в автомобилестроение за указанный период. Были созданы и введены в конструкцию автомобилей различные устройства и приспособления для удовлетворения требований норм токсичности отработавших газов и экономии топлива, например, системы электронного зажигания и впрыска топлива, некоторые виды катализаторов и др.

Фирма Тоё Когэ с 1967 г. начала выпускать роторно-поршневой двигатель (типа Ванкеля), который удовлетворял требованиям по токсичности отработавших газов, но имел в начальной стадии повышенный расход топлива. В настоящее время фирма продолжает заниматься разработкой роторных двигателей. Модифицированный роторный двигатель снижает расход топлива на режиме холостого хода на 30—40% (в городе на 10—15%) по сравнению с существующими роторными двигателями. Деятельность фирмы направлена на дальнейшее снижение токсичности отработавших газов роторно-поршневого двигателя и улучшение его экономичности. Фирма предполагает использовать составные радиальные уплотнения вместо монолитных. Отмечается, что применение стойких теплоэластомеров в щели между радиальными и торцовыми уплотнениями также уменьшит утечку газа.

Таблица 1

Годы	Выпуск автомобилей в тыс. шт.	Экспорт автомобилей в тыс. шт.	Доля экспорта в производстве в %
1960	481,5	38,8	8,3
1965	1875,6	194,2	10,4
1970	5289,2	1086,8	20,5
1975	6941,6	2677,6	38,0
1976	7841,5	3709,6	47,3
1977	8514,0	4240,0	49,3

радиатора, ободков фар, задней панели багажника, а металлизированные пластмассы — для молдингов, бамперов, передних и задних фонарей и др. В ближайшие годы пластмассы, видимо, будут использоваться для изготовления бензобака, бачков радиатора, карбюратора, панелей передка и других деталей автомобиля.

Показателем степени развития японского автомобилестроения является его конкурентоспособность на мировом рынке. За последние годы экспорт японских автомобилей в страны «Общего рынка» увеличился в 2 раза, в то время как импорт иностранных автомобилей в Японию измеряется единицами.

В торговле автомобилями Япония неуклонно сводила баланс с большим активом, размеры которого из года в год возрастали и в 1977 г. составили около 10 млрд. долл., в том числе по США 8,1 млрд. долл. В 1976 г. внешнеторговый баланс Японии составлял актив 9,9 млрд. долл., в то время как США имели пассив 5,4 млрд. долл.

В 1973 г. экспорт японских автомобилей в страны «Общего рынка» превысил импорт в Японию на 1,3 млрд. долл.; в 1974 г. — на 1,9 млрд. долл.; в 1975 г. — на 3,2 млрд. долл., а в 1976 г. — примерно на 4 млрд. долл. Динамика роста экспорта автомобилей приведена в табл. 1.

С 1960 по 1970 г. доля японских автомобилей на американском рынке импортных автомобилей возросла с 0,4 до 21,1%, а в 1974 г. — до 43%. В 1977 г. 68,3% вывезенных в США легковых автомобилей были японского производства.

Среди пяти крупнейших иностранных фирм, продающих в настоящее время автомобили в США, первое место занимает концерн Тойота Мотор, второе — Ниссан Мотор, третье — Фольксваген (ФРГ), четвертое — японская фирма Хонда Мотор и пятое — Мицубиси Мотор. Таким образом, среди крупнейших пяти фирм-импортеров автомобилей — четыре японские фирмы.

Помимо автомобилей, мотоциклов и деталей к ним, в 1976 и 1977 гг. Япония значительно увеличила также вывоз таких товаров, как антиэмиссионное газовое оборудование, устройства, обеспечи-

Таблица 2

Модель автомобиля	Фирма, страна	Удельный расход топлива в л/100 км		
		в городе	на магистрали	средний расход
Сивис CVCC*	Хонда Мотор (Япония)	5,8	4,6	5,4
Рэббит Дизель*	Фольксваген (ФРГ)	6,0	4,6	5,4
В-210*	Ниссан Мотор (Япония)	6,4	4,7	5,6
Аккорд*	Хонда Мотор (Япония)	6,2	4,9	5,6
Королла*	Тойота Мотор (Япония)	6,6	4,8	5,7
Лэжер Дизель*	Фольксваген (ФРГ)	6,8	5,0	5,8
Мазда-808*	Тоё Когё (Япония)	6,8	5,6	6,2
Мазда GLC*	Тоё Когё (Япония)	6,8	5,6	6,2
Шевет*	Дженерал Моторс (США)	7,6	5,5	6,6
Кольт*	Мицубиси — Додж (Япония)	8,0	5,3	6,8

топливная экономичность. Например, при использовании пластмасс для изготовления кузовов снижение массы может быть доведено до 15%, а при наиболее оптимальном применении алюминия — до 19—20%. При этом доля использования алюминия для изготовления кузовных деталей может достигнуть 28%, а доля пластмасс 32%. Несмотря на очевидные преимущества применения алюминия и пластмасс вместо черных металлов, японские специалисты считают, что переход к новым материалам должен осуществляться постепенно, быстрый переход может сказаться на стабильной промышленности и нанести серьезный ущерб экономике страны в целом.

В начале 1977 г. фирма Тойота Мотор объявила, что масса выпускаемых легковых автомобилей будет снижена на 5%. В конце 1976 г. эта фирма выпустила новую модель легкового автомобиля «Корона Марк II», масса которой по сравнению с предыдущей моделью уменьшилась на 75 кг. Одновременно увеличены длина и ширина автомобиля соответственно на 120 и 45 мм. Новая модель автомобиля «Корона» имеет массу на 100 кг меньше, чем предыдущая модель. Снижение массы новых моделей было осуществлено за счет некоторых изменений в конструкции кузова, облегчения внутренних панелей и перегородок, а также замены материала отдельных частей и деталей. По данным фирмы, при уменьшении массы легкового автомобиля на 50—70 кг топливная экономичность повышается на 2—3%.

Фирма Ниссан Мотор снизила массу новой модели легкового автомобиля «Луарел» на 50 кг, фирма Тоё Когё — автомобиля «Фамилия 1300 AP» на 50 кг и т. д. Работы в этом направлении ведутся со значительной интенсивностью на всех предприятиях 11 основных автомобильных компаний.

За последнее время алюминиевые радиаторы стали использоваться преимущественно для охлаждения масла и для системы водяного охлаждения мотоциклетных двигателей. Эти радиаторы изготавливают в основном фирмы Ниппонденсо и Тоё Радиатор.

Некоторые фирмы выпускают легковые автомобили с передним приводом, что значительно снижает массу, увеличивая комфортабельность салона. При производстве грузовых автомобилей широко применяется алюминий для изотермических кузовов и кузовов рефрижераторов.

Все большее применение получают пластмассы. Кроме общепринятых деталей отделки интерьера кузова и аккумуляторных банок и корпусов, пластмассы используют при изготовлении решеток

Фирмой Тоё Когё создан новый спортивный автомобиль модели RX-7 с модифицированным роторным двигателем. В отличие от базового варианта новый двигатель имеет устройство для автоматического впрыска топлива в камеру сгорания. Измененная полпаковая камера карбюратора предотвращает нехватку топлива на крутых поворотах. Новая конструкция впускного канала позволяет увеличить мощность двигателя с 95 до 100 л. с. Скорость 95 км/ч автомобиль развивает за 8,7 с, максимальная скорость равна 193 км/ч. Средний расход топлива на 100 км составляет 10,2 л (на высокоскоростных магистралях 8,1 л и в городе 12,4 л).

Фирма Хонда Мотор выпускает автомобили «Сивик», на которых установлен разработанный ею форкамерный двигатель CVCC. Эта модель вытеснила автомобиль «Фольксваген» с третьего места на американском рынке импортных автомобилей. Крупнейшие автомобильные фирмы приобрели лицензии на изготовление двигателей типа CVCC (например, Форд Мотор, Крайслер Корп. и др.).

За последнее время в целях экономии топлива японские фирмы приступили к выпуску дизелей для легковых автомобилей. Так, фирмы Исудзу Мотор и Тойота Мотор разработали новые модели дизелей C190 и L для легковых автомобилей. Оба двигателя четырехцилиндровые. Двигатель C190 имеет мощность 62 л. с. Диаметр его цилиндра равен 86 мм, ход поршня — 84 мм, рабочий объем 1,951 л. Двигатель имеет вихревую камеру с расположенной в ней свечой накаливания. Оба двигателя имеют устройство, отключающее подачу топлива при реверсировании. Большое внимание уделено снижению уровня шума. С этой целью на двигателе C190 применены ременная передача, звукоизоляционные материалы и др. Уровень шума на расстоянии 1 м от автомобиля равен 70,5—62,0 дБ. При разгоне с места автомобиль проходит 400 м за 23,2 с. Расход топлива на 100 км при езде в городе составляет 7 л.

Японские ученые сконструировали экономичный электромобиль. Экспериментальный образец этой машины типа EF-3P может проехать без зарядки аккумуляторов 500 км, развивая скорость до 100 км/ч. Заправка электромобиля осуществляется путем замены блока аккумуляторных батарей.

Борьба за экономичность выпускаемых автомобилей, и особенно за топливную экономичность, вызвала необходимость снижения массы автомобиля. В связи с этим требуются конструктивные изменения автомобиля, которые, не ухудшив его прочности и качества, повысили бы комфортабельность, вместимость и т. д. при меньшей массе.

Намечается максимально использовать высокопрочные низколегированные стали, алюминий и пластмассы. Благодаря сравнительно небольшому удельному весу алюминия, его антикоррозионным свойствам и хорошей формовости этот металл особенно пригоден для снижения массы легковых автомобилей. Так, при использовании алюминия вместо стали при изготовлении колес масса легкового автомобиля снижается на 18—27 кг.

При значительных масштабах использования алюминия и пластмасс в качестве конструктивного материала, в том числе для изготовления отделки и кузовов, заметно снижается масса автомобиля, а следовательно, повышается его

вающие наименьшую токсичность отработавших газов, автоматические передачи, механизмы рулевого управления, электронное оборудование впрыска топлива, средства борьбы со скольжением и др.

Из десяти наиболее экономичных легковых автомобилей на современном американском рынке (1977 г.) признаны шесть японских моделей, что видно из табл. 2.

В последнее время японские автомобильные фирмы максимально расширили экспорт автомобилей в разобранном виде, что выгоднее из-за большей транспортабельности и меньших импортных пошлин. Так, в 1975 г. было экспортировано 535,4 тыс. комплектов, а в 1980 г. намечается увеличить экспорт комплектов до 30% всего экспорта автомобилей.

Япония ограничивает доступ в страну автомобилей иностранного производства

(высокие ввозные пошлины, самые жесткие в мире требования по токсичности отработавших газов и др.). Так, если доля иностранных автомобилей на рынках США и ФРГ превышает 25%, а в Англии и в Австралии 30%, то в Японии удельный вес импортных автомобилей составляет менее 2%. В 1977 г. Япония экспортировала 4240 тыс., а импортировала только 41,6 тыс. автомобилей.

Основными импортерами автомобилей в Японию в 1975 г. были США (36,6%) и ФРГ (47,2%). В 1977 г. импорт автомобилей в Японию составлял только 41602 шт. (в том числе 57 шт. грузовых) против 46145 шт. в 1975 г.

Количество легковых автомобилей, проданных на внутреннем рынке Японии в 1977 г., увеличилось на 10% по сравнению с 1976 г. Всего в стране зарегистрировано 32 млн. автомобилей. Начиная с июля 1976 г. наибольшим спросом поль-

зовались автомобили с двигателем рабочим объемом 1000—1500 см³, в настоящее время автомобили с двигателем рабочим объемом 1501—2000 см³. Значительно увеличилась продажа полностью модернизированных или новых моделей.

Крупнейшие фирмы Тойота Мотор и Ниссан Мотор, используя финансовые возможности, стремятся закрепить свое положение на рынке. Фирма Тойота Мотор в течение ближайших двух лет намерена создать свыше 300 пунктов сбыта, где будет занято более 3000 человек, а фирма Ниссан Мотор за этот же период организует 400 дополнительных пунктов сбыта, где будут работать 2000 человек. Объем капиталовложений на указанные цели за полгода составит 10—15 млрд. иен.

Канд. экон. наук А. А. НЕВЕЛЕВ,
Ф. Н. КОЛЕСНИКОВ

УДК 629.113.06.018.76(100)

СОВРЕМЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ РАДИОПРИЕМНИК

В НАСТОЯЩЕЕ время более 70 фирм поставляют на международный рынок большое количество автомобильных радиоприемников и магнитофонов проигрывающих устройств. Европейский рынок 1978 г. насчитывает более 115 моделей автомобильных радиоприемников, 134 модели автомагнитол и 84 модели отдельных кассетных проигрывателей.

Автомобильные радиоприемники и магнитолы большинства зарубежных фирм имеют габаритные и присоединительные размеры, соответствующие стандарту DIN 75500 (ФРГ).

С 1 января 1978 г. в большинстве стран — членов СЭВ вступил в силу стандарт СЭВ СТЭСВ 173—75 «Приемники радиовещательные автомобильные. Габаритные и присоединительные размеры».

Стандарт DIN 75500 предусмотрены монтажные пространства двух типов: формы А и С для встраивания радиоприемника в приборную панель автомобиля спереди и формы В и D для монтажа радиоприемника в приборной панели со стороны моторного отсека.

Формы А и В имеют внутренние размеры по ширине 180 мм, высоте 52 мм и глубине 170 мм. Формы С и D рассчитаны для установки малогабаритного радиоприемника, ограниченного размерами 180×40×160 мм.

Стандарт СЭВ предусматривает радиоприемники трех вариантов, отличающихся габаритными размерами: миниатюрный — 108×40×160 мм, нормальный — 190×55×170 мм и большой — 215×70×200 мм.

В отдельных моделях радиоприемников и магнитол высшего класса, например, фирмы Аутовокс (Италия) и Хитачи (Япония) применяют логические интегральные микросхемы и цифровую индикацию частоты настройки. Широко используются пьезокерамические фильтры и варикапы. Применение интегральных схем нужно не только для экономии места, но и для гарантии высокого технического стандарта и большой рабочей надежности.

Рассмотрим основные характеристики современных зарубежных автомобильных радиоприемников и магнитол.

Диапазон принимаемых частот. Радиоприемники выпускаются

как со всеволновым, так и с ограниченным числом диапазонов волн приема передач. Фирмой Филипс установлено, что многие автолюбители предпочитают пользоваться только диапазоном УКВ, который позволяет принимать радиопередачи наиболее качественно. Фирма Филипс выпускает две модели радиоприемников, а фирма Блаупункт одну модель только с УКВ диапазоном.

Большинство моделей выполняют с СВ и УКВ диапазонами. Фирма Блаупункт выпускает десять моделей радиоприемников и магнитол с указанными диапазонами волн, фирма Грундиг (ФРГ) — девять моделей, фирма Квелле (ФРГ) — шесть моделей, фирма Шарп (Япония) — четыре модели и фирма Пайонир (Япония) — три модели.

Второе место среди моделей 1978 г. занимают радиоприемники с УКВ, КВ, СВ и ДВ диапазонами, причем короткие волны в большинстве случаев представлены диапазоном 49 м. Фирма Блаупункт производит семь моделей, а фирма Грундиг пять моделей радиоприемных устройств с указанным сочетанием диапазонов.

Чувствительность. Современный автомобильный радиоприемник обладает высокой чувствительностью приема передач, особенно в диапазоне УКВ. Рекламные данные по чувствительности радиоприемников 1978 г. следующие: на УКВ — 2 мкВ, на КВ — 40 мкВ, на СВ — 40 мкВ, на ДВ — 100 мкВ. Чувствительность радиоприемников отдельных моделей отличается от приведенных данных. Так, японская фирма ТКР выпускает магнитоолу с чувствительностью на УКВ — 5 мкВ, на ДВ — 300 мкВ, фирма Пайонир рекламирует более высокую чувствительность своей продукции — УКВ — 1,5 мкВ, на СВ — 15 мкВ.

Переходное затухание. Между двумя стереоканалами на частоте 1 кГц переходное затухание составляет 35—40 дБ, для более дорогих радиоприемников этот параметр увеличен до 45 дБ.

Выходные характеристики. Качество звукового воспроизведения в автомобиле зависит от числа громкоговорящих устройств, их частотной характеристики, от места размещения в автомобиле и от выходной мощности.

Как правило, для автомобилей среднего класса используется один динамический громкоговоритель для воспроизведения монофонических передач и два громкоговорителя для двухканальной стереосистемы. Большинство современных радиоприемников и магнитол имеют выходную мощность 5—6 Вт на канал. Используются и более мощные выходные каскады. Например, фирма Аутовокс выпускает радиоаппаратуру с выходной мощностью 6—7 Вт, фирма Лукас (Англия) — 6 Вт, фирма Рила (Франция) — 8 Вт. Малогабаритные радиоприемники имеют выходную мощность 2—4 Вт.

С введением стереофонического радиовещания в автомобиле некоторые фирмы начали создавать специальные акустические системы с целью получения высокой верности воспроизведения. Разработаны специальные автомобильные динамические громкоговорители, часто комбинированные, размещаемые в различных частях автомобиля. По рекомендации фирм (Пайонир, Кларирон) специальные громкоговорители встраиваются в боковые двери салона автомобиля. Фирма Лукас выпускает громкоговорители, предназначенные для размещения под передним и задним сиденьями автомобиля.

Для автомагнитол и магнитофонных проигрывающих устройств скорость движения ленты стандартной компактной кассеты с шириной ленты 3,81 мм установлена единой для всех типов — 4,76 см/с. Ускоренная перемотка ленты осуществляется вперед и назад. Время перемотки кассеты, рассчитанной на 60 мин работы (типа МК-60), в магнитофонных проигрывателях ведущих зарубежных фирм не превышает 100 с. В отдельных моделях введено автоматическое переключение движения ленты при ее полной перемотке на обратное направление и включение проигрывания другой дорожки. При выключении питания происходит автоматическое извлечение кассеты.

Неравномерность движения ленты учитывается коэффициентом детонации. В механизмах японского производства он, как правило, не превышает 0,3%. Отдельные фирмы, например Шарп,

предлагают проигрывающие устройства (RG 5320 и RG 5500), у которых коэффициент детонации не должен превышать 0,25 и 0,2%.

Для улучшения качества приема передач многие модели автомобильных радиоприемников западноевропейского и японского производства снабжаются устройством для подавления импульсных радиопомех, создаваемых системой зажигания двигателя внутреннего сгорания и другими устройствами в диапазоне приема УКВ.

На развитие конструкций автомобильных радиоприемников оказала влияние дорожная радиоинформация водителей, предложенная фирмой Блаупункт. Для этого используется одна из частот УКВ диапазона. Каждому району соответствует свое дорожное вещание на индивидуальной частоте.

Чтобы помочь водителю быстро найти станцию, соответствующую данному району, включить приемник в режим ожидания и обеспечить его включение к моменту начала передачи, применено специальное декодирующее устройство (декодер).

Для управления декодером служит передаваемая частота, равная 57 кГц. При включении декодера и отсутствии указанной частоты последний отключает каскад усилителя низкой частоты от приемной части и делает работу приемника беззвучной. Такой приемник реагирует только на одну частоту настройки — 57 кГц. Нахождение такой станции не представляет никакой трудности. Для различия станций, несущих дорожную информацию, вводятся дополнительно модуляция низкой частотой, лежащей за порогом слышимости. Декодер реагирует только на частоту, которая предварительно задана водителем. Информацию о требуемой частоте водитель считывает с дорожных знаков.

Последняя схема декодера, носящая название «Супер Арилат», позволяет в режиме ожидания (при включенном декодере) производить тихий прием развлекательных программ или прослушивать магнитофонные записи. Во время передачи дорожного сообщения декодер отключает проигрывающее устройство и переводит радиоприемник на громкий прием дорожного вещания. После окончания работы дорожного вещания прибор переводится автоматически в первоначальное состояние.

Система дорожного оповещения водителей внедрена в ряде зарубежных стран. Последняя разработка фирмы Блаупункт — декодер «Арилат де Люкс», в котором введен дополнительно переключатель с буквенным обозначением районов дорожного вещания.

Новейшим введением в автомобильном радиоприемнике является радиопереговорное устройство. Идея создания такого переговорного устройства была заимствована в США, где давно уже используются многоканальные автомобильные радиопереговорные устройства. Название таких устройств также заимствовано, оно состоит из двух заглавных букв — СВ английских слов Citizen — Band, что означает гражданский диапазон. Максимально допустимая мощность радиопередатчика установлена 0,5 Вт, что обеспечивает связь на расстоянии 5—40 км. Используются 12 каналов связи, включая запрос помощи. Официальным каналом вызова помощи, как и в США, является канал № 9, который дол-

жен быть свободным от обычных переговоров.

Фирма Блаупункт выпустила две модели 1978 г. радиоприемников с СВ — приемопередатчиками с размерами, соответствующими требованиям DIN 75500. Это — радиоприемник «Блаупункт Кобленц СВ», который содержит радиовещательные диапазоны средних и ультракоротких волн, современный декодер дорожного оповещения и шесть каналов связи с кнопочной установкой, в том числе цветной кнопкой для канала № 9. Настройка на радиовещательные станции — ручная, шкала, как и в других моделях, имеет частотное разделение, указатель настройки — светящаяся точка.

В качестве другой новой модели 1978 г. представлен «Блаупункт СВ-1000». Этот прибор является 12-канальным радиопереговорным устройством с цифровой индикацией и электронной перестройкой частоты.

Применяемые в разработанных устройствах «Блаупункт» новые приборы имеют следующие основные характеристики: чувствительность — 0,7 мкВ при соотношении сигнал — шум 10 дБ, максимальная величина принимаемого сигнала — 2 В, ослабление по зеркальному каналу — 30 дБ, ширина полосы пропускания по уровню 6 дБ ≥ 6 кГц, ослабление соседних каналов 100 дБ при 30% модуляции и 60 дБ при 90% модуляции.

Введение СВ-связи на автомобилях является дальнейшим вкладом в повышение безопасности дорожного движения. Радиоприемник, оборудованный декодером дорожного оповещения и каналами СВ-связи, может быть предметом повышенного спроса и в будущем.

Отечественная промышленность подготовила новые образцы автомобильных радиоприемников к производству. Радиоприемник А373, выполненный в габаритах серийного двухдиапазонного радиоприемника А370, который предназначен для приема радиовещательных станций в диапазонах ДВ, СВ и УКВ. Реальная чувствительность радиоприемника А370 не хуже 200 мкВ в диапазоне ДВ, 60 мкВ в диапазоне СВ и 10 мкВ в диапазоне УКВ. Номинальная выходная мощность приемника 2 Вт. Диапазон воспроизводимых частот 125—4000 Гц для ДВ и СВ, 125—6300 Гц для УКВ. Напряжение питания 13,2 В с потреблением мощности 8 Вт. Схема приемника выполнена на интегральных микросхемах, полупроводниковых приборах, с применением пьезоэлектрофильтра. Она монтируется на трех печатных платах, каждая из которых представляет собой самостоятельный функциональный блок. Перестройка частоты осуществляется блоком катушек переменной индуктивности. В диапазоне УКВ настройка на станции — электронная, используется изменение емкости варикапов от прикладываемого напряжения.

Автомобильный радиоприемник А327 предназначен для установки на грузовые автомобили с напряжением в бортовой сети 26,6 В. Он обеспечивает радиовещательный прием в диапазонах ДВ, СВ и КВ (25 м). Реальная чувствительность приемника не хуже 200 мкВ на ДВ, 60 мкВ на СВ и 40 мкВ на КВ. Номинальная выходная мощность — 5 Вт. Диапазон воспроизводимых частот 100—4000 Гц. Потребляемая мощность от источника питания не более 15 Вт. Схема приемника выполнена на микросхемах и полупроводниковых приборах, монтаж

осуществлен на одной плате. Благодаря применению микросхем и кремниевых транзисторов повышена надежность работы приемника по сравнению с предшествовавшей моделью. Перестройка частоты осуществляется блоком катушек с переменной индуктивностью. В коротковолновом диапазоне входная цепь приемника не перестраивается — используется широкополосный контур. В тракте УПЧ применен пьезокерамический фильтр.

В настоящее время разрабатывается автомобильный стереофонический радиоприемник А279 с электронной настройкой во всех диапазонах волн. Он предназначен для приема радиовещания в диапазонах ДВ, СВ и УКВ, работает от напряжения 13,2 В.

Радиоприемник будет иметь чувствительность 150 мкВ на ДВ, 60 мкВ на СВ и 10 мкВ на УКВ. Два стереоканала, нагруженные на самостоятельные динамические громкоговорители, обеспечат стереофонический радиоприем на УКВ. Громкоговорители типа 4ГД42 будут размещены в специальных пластмассовых колонках. Выходная мощность каждого канала 4 Вт. Диапазон воспроизводимых частот на ДВ и СВ от 80 до 4000 Гц, на УКВ от 80 до 10000 Гц. Переходное затухание между каналами по всему тракту радиоприемника на частоте 1 кГц не менее 25 дБ. Точность настройки на станцию с помощью автоматического поиска не ниже 2,5 кГц для ДВ и СВ и 30 кГц для УКВ. Электронная настройка на станцию по желанию может быть проведена вручную, автоматически (автопоиск) или с помощью кнопок фиксированной настройки, которые расположены в отдельном пульте вне приемника. Перестройка частоты осуществляется за счет изменения емкости варикапов под действием изменяющегося пилообразного напряжения от специального генератора. Органы управления приемника состоят из двух ручек и шести кнопок, расположенных на лицевой панели. Сюда также выведена световая индикация включенного диапазона и индикатор стереофонического приема. Схема приемника построена с использованием 56 транзисторов, 10 интегральных микросхем, 30 диодов и 17 светодиодов.

Ограниченный объем в приборной панели современных автомобилей и целесообразность размещения антенны в наибольшем удалении от моторного отсека побудили разработчиков серии автомобильных радиоприемников «Урал-авто» искать принципиально новые конструктивные решения. Одно из наиболее интересных предложений было названо автомобильным радиокомплексом. С появлением электронной настройки стало возможным дистанционное управление работой радиоприемника, т. е. функционирование приемника, состоящего из отдельных, разнесенных блоков. Именно это техническое решение является основой радиокомплекса.

Предлагается в приборной панели автомобиля размещать миниатюрный пульт управления и стереоусилитель низкой частоты, остальная часть приемника может быть смонтирована в задней части автомобиля, там же устанавливается и антенна. Пульт управления должен иметь гнездо для подключения кассетного проигрывающего устройства (без усилителя), которое может быть установлено в любом подходящем для него месте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Autoradio gestern-heut-morgen. — Krafthand, 1977, N 13, s. 774—775.
2. Der neue Renner von Blaupunkt. — Krafthand, 1977, N 8, s. 11—12.

3. Autoradio — Markt hat gute Chancen. — AMZ, 1976, N 7, s. 14—16.
4. Autoradio ein Markt wächst mit der Qualität — Autohaus, 1977, N 9, s. 588—590.
5. Neue Grundig — Autosuper mit

Verkehrsfunk-Decoder. — Krafthand, 1977, N 11, s. 16.

6. Sound sense and sensations. — Motor, 1978, June 10, p. 47—60.

В. А. ОСИПОВ
НИИАвтоприборов

УДК 629.113.061.3

ОТРАСЛЕВАЯ ШКОЛА ПО ПРОБЛЕМЕ ШУМА И ВИБРАЦИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

НА БАЗЕ межотраслевой выставки «Охрана труда—78», которая была организована на ВДНХ, в НАМИ в марте 1979 г. проходила работа отраслевой школы «Передовой опыт предприятий Минавтопрома по уменьшению шума и вибраций автомобилей». В работе принимали участие специалисты автомобильных и моторных заводов, научно-исследовательских институтов отрасли, вузов. Обсуждались проблемы снижения шума и вибраций грузовых, легковых автомобилей и автобусов, дизелей и мотоциклов.

По вопросам уменьшения шума и вибраций грузовых автомобилей были заслушаны доклады А. Г. Зубакина (НАМИ), А. Я. Тарасова (Горьковский автозавод), Я. Л. Черепаша (Минский автозавод), Е. И. Слюшера (Белорусский автозавод), П. Ф. Кузнецова (Уральский автозавод). На автомобилях семейства КраЗ основным источником шума является силовая установка. За счет применения опытного глушителя выпуска двигателя удается уменьшить уровень внешнего шума автомобиля на 6 дБ. Уровень внешнего шума опытных образцов новых автомобилей КраЗ удовлетворяет перспективным требованиям Минавтопрома на 1980 г.

Уровень внешнего шума грузовых автомобилей семейства ГАЗ снижен за счет улучшения акустических характеристик вентилятора и глушителей шума выпуска и выпуска двигателя. При повышенной частоте вращения коленчатого вала двигателя возможно возникновение изгибных колебаний силового агрегата, что снижает долговечность деталей картера. Располагая кривую дисбаланса в пучности упругой линии, возникающей при изгибных колебаниях силового агрегата, можно в лабораторных условиях с малой затратой времени проводить установочные испытания картерных деталей. На автомобилях БелАЗ важно правильно подобрать параметры подвески кабины, чтобы частоты ее собственных колебаний не совпадали с частотами возмущающих факторов, вызванных работой силовой установки и прежде всего дизеля.

На Минском автозаводе разработан типовой ряд глушителей шума выпуска двигателя. При применении наддува дизеля используется более упрощенная конструкция глушителя. Новые глушители снижают уровень внешнего шума автомобилей Минского автозавода на 3 дБ и уменьшают потери мощности дизеля в 2,3 раза.

Докладчики отмечали важность и необходимость проведения исследовательских работ по снижению структурного шума дизелей, играющего, как правило, определяющую роль в образовании внешнего шума грузовых автомобилей.

О системе виброконтроля двигателей и коробок передач, которая применяется на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, сообщил В. В. Галевко. Применяемая система контроля позволяет оценивать дисбаланс двигателя в сборе, стук клапанов, поршней, шестерен. На заводе

осуществляется 100%-ный виброконтроль двигателей.

По вопросу снижения шума автобусов были заслушаны доклад Г. В. Латышева (НАМИ) и В. Г. Шацкова (Ликийский автобусный завод). Докладчики рассказали о результатах экспериментальных работ по снижению шума новых моделей автобусов ЛАЗ-4202, ПАЗ-3202 и ЛиАЗ-677М. Уменьшить шум автобусов удается за счет улучшения акустических характеристик системы впуска двигателя, вентилятора, применения звукоизолирующих и звукопоглощающих облицовок в кабине водителя.

Доклады, относящиеся к уменьшению шума и вибраций легковых автомобилей, сделали Г. В. Муртаков (Волжский автозавод им. 50-летия СССР), В. А. Гудцов (АЗЛК), А. Я. Тарасов (Горьковский автозавод), В. В. Ломакин (Тольяттинский политехнический институт) и Б. Н. Нюнин (ЗИЛ). На Волжском автозаводе им. 50-летия СССР проведен комплекс мероприятий, позволивший уменьшить внешний шум серийных автомобилей до 79 дБ, внедрена новая облегченная конструкция шкива коленчатого вала, новая конструкция клапанных крышек и передней крышки механизма газораспределения, изменена система впуска двигателя, введена шумопоглощающая облицовка капота. Снижение уровня внутреннего шума в автомобиле ВАЗ-2121 на 3—5 дБ достигается за счет изменения жесткости подвески двигателя и раздаточной коробки и введения новой конструкции поперечины задней опоры силового агрегата. На автомобиле ВАЗ-2101Р с РПД-311 уменьшается уровень низкочастотного шума в кузове при снижении третьей формы крутильных колебаний трансмиссии за счет введения в нее дополнительной массы и демпфера с нелинейной характеристикой. Структурный шум в автомобилях «Москвич-2140» снижается при применении промежуточной опоры карданного вала и изменении конструкции поперечины задней опоры силового агрегата. Инфразвуковые колебания внутри легковых автомобилей высшего класса существенно зависят от интенсивности колебаний передней подвески автомобиля, характера колебаний рамы и жесткости крыши кузова. Снижение собственной частоты колебаний крыши за счет повышения ее жесткости позволяет значительно снизить уровень инфразвуковых колебаний в пассажирском помещении автомобилей такого класса.

Об ограничении структурного шума внутри автомобилей говорилось в докладе В. Е. Тольского (НАМИ). Автор предлагает ввести допустимый частотный спектр звукового давления, вызываемого вибрациями кузова (кабины) автомобиля, который проходит ниже допустимого спектра шума внутри автомобиля по ГОСТ 19358—74 на 6 дБ. В этом докладе была изложена методика экспериментального определения структурного шума на примере легкового автомобиля.

В сообщении С. А. Воронцова (Центр

ральный научно-исследовательский автополигон НАМИ) был рассмотрен метод математического планирования эксперимента применительно к исследованию структурного шума, вызываемого движением автомобиля. Выяснилось, что определяющую роль на интенсивность и частотный характер структурного шума внутри легкового автомобиля играет тип дорожного покрытия, тип шин, а также скорость движения автомобиля.

О влиянии колебательных характеристик подвески и рамы на вибрацию автомобиля говорилось в докладе А. Д. Дербаремдикера (ЗИЛ). По мнению докладчика, нормы ИСО 2631—74, ограничивающие вибрацию на рабочем месте водителя, мало учитывают специфику колебательных характеристик отдельных узлов и агрегатов автомобиля.

О развитии работ по снижению уровня шума дизелей сделал доклад В. Е. Кошкин (НАМИ). Он рассказал о способах уменьшения структурного шума дизелей за счет оптимизации рабочего процесса и совершенствования конструкции основных его узлов и деталей, рассмотрел конструкции глушителей шума впуска и выпуска, остановился на снижении шума вентиляторов, доложил об уменьшении шума автомобилей путем экранирования и капсулирования двигателя, звукоизоляции мотоотсека и оптимизации выбора параметров двигателя и трансмиссии.

Об исследовательских работах по снижению уровня шума мотоциклов сообщалось в докладе Ю. Г. Чекрызова (МАДИ). Изменение конструкции обрешетки двигателя за счет применения резиновых элементов позволяет снизить шум мотоцикла на 3—4 дБ. Вибропоглощающие экраны, установленные сверху и по бокам цилиндров, снижают акустическую мощность двигателя мотоцикла на 5 дБ.

Результатами работ по снижению шума тракторов поделились представители НАТИ Л. П. Барастов и Минского тракторного завода В. В. Кухаренок. О разработке норм на уровень шума и вибраций тракторных дизелей говорилось в сообщении Э. М. Жарнова (НИКТИД).

В своих выступлениях представители автозаводов отметили, что при разработке нового ГОСТа на предельно допустимые уровни шума необходимо усовершенствовать методику измерения внутреннего шума автомобиля.

Кроме выступлений, были прочитаны две лекции «О методах расчета колебаний, возникающих в конструкциях машин» (Б. Д. Тартаковский) и «О путях уменьшения акустической мощности автомобильных двигателей». (В. В. Луканин).

Участники совещания приняли рекомендации, направленные на выполнение заданий по уменьшению шума автомобилей до уровней, обусловленных перспективными нормами ЕЭК ООН и требованиями Минавтопрома.

Канд. техн. наук В. Е. ТОЛЬСКИЙ
НАМИ

ставляться со шпиндельным устройством для быстрой смены фрезерной оправки.

Поскольку оправка остается одна, то нет необходимости заменять подшипник. Таким образом сократится время установки. Этому способствует также конструкция направляющей фрезы с легко регулируемыми ограничителями.

На этом станке обрабатывают цилиндрические прямозубые и косозубые зубчатые колеса, а также червяки и червячные колеса при помощи тангенциальной фрезерной головки. Ввиду высокой производительности станка предусмотрено специальное устройство для удаления стружки.

„Metalworking Production”, апрель 1979, т. 123, № 4, с. 46.

Сварка пола автомобилей

Создано новое оборудование для точечной сварки пола автомобилей. Оно устанавливается вдоль сборочных линий, что позволяет программировать перемещение сварочного электрода по двух- или трехмерным осям (x и y или x и z). Оборудование применяется для сварки пола различных автомобилей фирмы Рено.

С учетом большой длины изделия (до 1,75 м) пистолеты установлены на стальной консоли, обеспечивающей перемещение пистолета на расстояние 1,2 м.

На линии сварки предусмотрены два

симметричных комплекта оборудования, устанавливаемого с каждой стороны пола. Пистолеты перемещаются по оси x на расстояние 3,55 м и по оси y — на 1,25 м со скоростью 18 м/мин, а также по оси z — на 19 см. Для приваривания боковины пола и поперечных элементов жесткости к центральной части каждый пистолет поворачивается в трех фиксированных позициях: параллельно оси x на 20° вправо и на 20° влево. Производительность пистолета до 160 точек за 5—6 мин.

Цифровое управление перемещением по каждой оси осуществляется с помощью микропроцессора. Толщина свариваемых листов составляет 1,1—2 мм, ввиду чего вариации импульсов значительные. Вследствие этого пистолеты оборудованы специальным устройством, которое регулирует напряжение электродов и время сварки.

Сварка пола длинных шасси осуществляется 312 точками, а коротких — 254. „Welding Journal”, апрель 1979, т. 58, № 4, с. 32—33.

Новый метод цинкования при помощи ультразвука

Процесс одностороннего горячего цинкования с применением ультразвукового метода разработан японской фирмой

Asahi Glass Co. Ltd. Одна сторона стальной полосы цинкуется при прохождении над ванной с расплавленным цинком, причем в определенном месте часть поверхности расплавленного цинка приподнята в результате радиального давления от погруженного в ванну ультразвукового наконечника. Ультразвуковая вибрация способствует адгезии цинка. Цинковое покрытие имеет плотность 100—200 г/м².

Смазываемость стали расплавленным цинком улучшается за счет ультразвуковой кавитации, которая способствует деаэрации и дисперсии цинка. Этим способом можно цинковать даже спокойную сталь. Загрязнение оцинкованной поверхности верхним слоем окислы минимальное, так как контактирующая со сталью поверхность цинка очень чистая.

Соответствующее размещение нескольких ультразвуковых наконечников позволяет изменять скорость покрытия. Холоднокатаная стальная полоса толщиной 0,3 мм и шириной 100 мм цинкуется со скоростью 5—15 м/мин.

Температура восстановления равна 900°C, температура металла на входе в ванну и в ванне составляет 450—500°C. Подогрев, покрытие и протирка осуществляются в атмосфере 92 N₂ + 8 H₂.

„Metal Progress”, апрель 1979, т. 115, № 4, с. 13.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113.621.43.004

Исследование мощностных, экономических и токсических характеристик двигателя, работающего на бензодизельных смесях. Шатров Е. В., Раменский А. Ю., Кузнецов В. М. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Дан анализ особенностей определения процессов регулирования бензина и водорода с целью получения наилучших мощностных, экономических и токсических характеристик двигателя при работе на бензодизельных смесях. Табл. 1. Рис. 4.

УДК 629.113.621.38

Применение электронных систем зажигания на автомобилях. Баранник И. Г., Опарин И. М. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Приведены принципиальная электрическая схема и выходные характеристики бесконтактной системы зажигания для отечественных автомобилей, показаны ее преимущества, а также перспективные направления по электронному регулированию момента зажигания на базе цифровой техники и микропроцессоров, позволяющих повысить экономичность двигателей до 10%. Рис. 2. Вибл. 3.

УДК 629.113.011.5

Исследование динамических характеристик кузовов при испытаниях легковых автомобилей на безопасность. Лобова В. М., Фотин Р. К., Гринштейн Ф. В., Чухостов Ю. С. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Предложен расчетно-экспериментальный метод определения динамических характеристик кузовов легковых автомобилей, позволяющий сократить число разрушающих испытаний для исследований совместного влияния динамических характеристик кузовов и параметров системы индивидуальной защиты водителя. Табл. 1. Рис. 4. Вибл. 2.

УДК 629.113.001.4

Использование метода моделирования связей при расчете автомобильных рам. Захаров А. А., Белокуров В. Н., Зак М. Н. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Приведена методика расчета автомобильной рамы как пространственной системы; эта методика учитывает особенности конструкции узлов рамы, в частности «аллигаторного» соединения серийных рам. Табл. 3. Рис. 5. Вибл. 4.

УДК 621.43:629.118.6

Влияние автоматического сцепления на суммарную частоту вращения коленчатого вала двигателя мотоцикла «Днепр МТ-10». Дивак Н. В., Стрельников А. Н., Муратов И. Е., Ярмак В. И. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Приведены результаты экспериментальных исследований, которые показывают, что применение автоматического центробежного сцепления МАМИ—КМЗ на мотоцикле «Днепр МТ-10» значительно сокращает суммарную частоту вращения коленчатого вала, обеспечивается за счет исключения режима торможения двигателем, что увеличивает долговечность мотоциклетного двигателя и трансмиссии в условиях эксплуатации. Рис. 3. Вибл. 5.

УДК 629.114.6.001.4

Влияние дополнительных аэродинамических устройств на аэродинамические характеристики масштабной модели автомобиля. Балашов В. В., Бартевев С. Л., Смирнов В. А. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Приведен анализ влияния формы и расположения различных устройств (спойлеров, закрылков, стабилизаторов) на снижение аэродинамического сопротивления. Табл. 1. Рис. 5.

УДК 629.113-585.001.4

К вопросу ускоренных стендовых испытаний агрегатов трансмиссии автомобилей на теплонагруженность. Браильчук П. Л., Таболин В. В., Барвинок В. Г., Титаренко В. С., Жигарь А. Ф. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Изложены результаты испытания полноприводного грузового автомобиля КраЗ-255В в различных дорожных условиях. Выявлено, что на теплонагруженность агрегатов трансмиссии влияет в основном скоростной режим, а не нагрузочный, что может упростить конструирование стенда для ускоренных испытаний. Даны рекомендации по снижению температуры масла. Табл. 1. Рис. 3. Вибл. 2.

УДК 629.113.066

О работоспособности и надежности сигнальных ламп грузовых автомобилей. Мищенко В. А., Кириллов В. М., Дижур М. М., Копнин Г. Н., Сысоев А. А. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Рассмотрен комплекс факторов, вызывающих отказы ламп. Приведены экспериментальные данные и даны рекомендации по методам оценки эффективности средств защиты ламп от вибрационных перегрузок. Табл. 3. Рис. 5.

УДК 629.113-585.862

О влиянии угла излома карданного вала на долговечность подшипников. Родзевич Н. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Приведен метод расчета влияния амплитуды колебаний подшипников (угла излома карданного вала) на срок службы карданных шарниров. Табл. 3. Рис. 1. Вибл. 7.

УДК 629.113.621.828

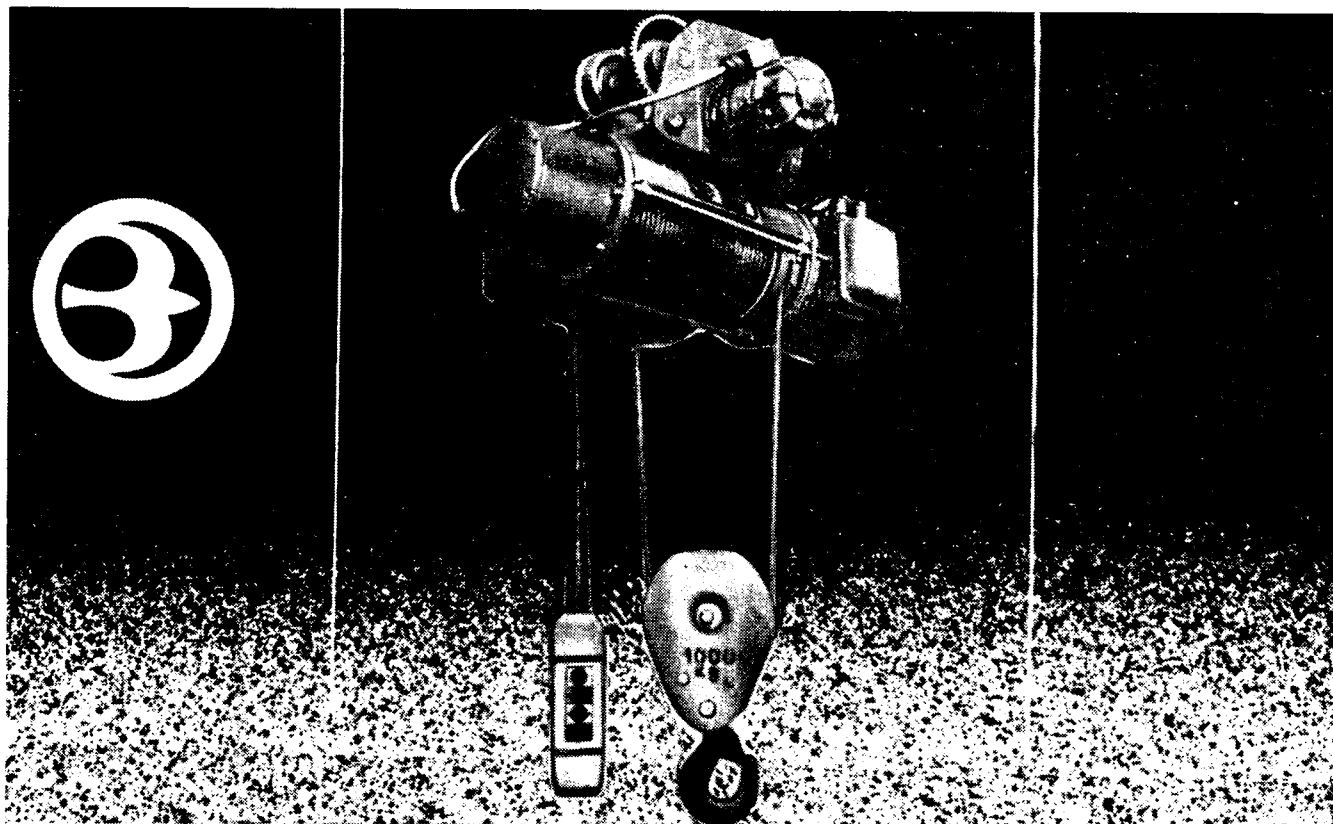
Сварные предварительно обжатые резинометаллические шарниры. Масленников В. Г., Глухова Ю. В., Залетова В. П. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Приведена технология изготовления, а также конструктивные особенности, расчет жесткости сварных предварительно обжатых резинометаллических шарниров, используемых в подвесках автомобилей. Рис. 1. Табл. 2. Вибл. 2.

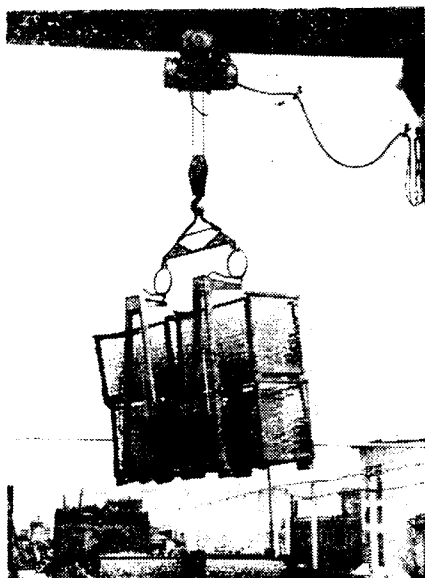
УДК 621.9.04

Влияние прокаливаемости стали на деформацию шестерен в процессе химико-термической обработки. Красиков В. В., Скотников В. В., Белов А. Н. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11.

Приведены результаты исследования влияния прокаливаемости стали на деформацию шестерен. Показано, что с увеличением прокаливаемости стали возрастает деформация отверстий зубчатых колес. Для обеспечения размерной стабильности деталей необходимо применять сталь с нормированной прокаливаемостью. Рис. 2. Табл. 1. Вибл. 2.



УНИВЕРСАЛЬНО РАЗРЕШАТЬ ПРОБЛЕМЫ внутризаводского транспорта для широкой сферы применения позволяют КАНАТНЫЕ И ЦЕПНЫЕ ЭЛЕКТРОТЕЛЬФЕРЫ **балканкар**



Высокие эксплуатационные качества дают возможность использовать их в промышленности, металлургии, торговле и строительстве в качестве подъемного механизма в других подъемнотранспортных средствах и пр.

Грузоподъемность канатных электротельферов: 500, 1000, 2000, 3200, 5000, 8000 и 12500 кг, а цепных — 125, 250, 500 и 1000 кг. Высота подъема канатных электротельферов от 6 до 36 м, а цепных — до 6,4 м. В конструкции электротельферов заложен блочный принцип. Установлены: электродвигатель с конус-

ным аксиально передвигающимся ротором и встроенным тормозом, двухступенчатый редуктор планетарного типа, обеспечивающий высокие скорости подъема и пониженную (микро) скорость для точных операций.

Электротельферы изготовляют различных модификаций — стационарные или с тележкой, с ограничителем груза и индивидуальным ключом командного переключателя, уменьшенной высоты подъема. Электротельферы обладают небольшой массой и легко передвигаются при работе. Питание осуществляется от различных источников.

Экспортер:

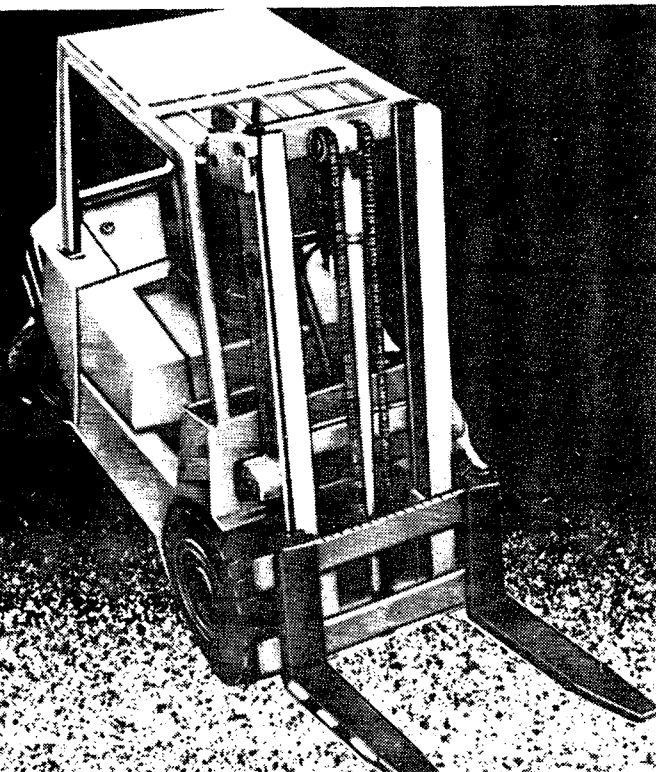
балканкаримпекс

1000 София, ул. Алабина, 56
Телефон 88-21-22. Телекс 023431/2

Телеграммы:
БАЛКАНКАРИМПЕКС София

40 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 следует направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ. Ссылкайтесь на № 3707-д/103/506-За.



КОМПАКТНАЯ КОНСТРУКЦИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩАЯ ВЫСОКУЮ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ, — это основное преимущество, характеризующее АВТОПОГРУЗЧИКИ «РЕКОРД-2» балканкар

Большие возможности машин такого типа позволяют использовать их как универсальное подъемно-транспортное средство при погрузочно-разгрузочных и грузообработывающих работах в открытых складах, портах, на железнодорожных станциях, строительных участках, в лесообработывающей промышленности и т. д. Основная характеристика автопогрузчиков:

- грузоподъемность 2000, 2500, 3000, 3200 и 3500 кг
- высота подъема до 4000 мм.

Автопогрузчики снабжены дизелями D3900K, производимыми по лицензии фирмы Перкинс (78 л. с. при 2500 об/мин). Для автопогрузчиков характерны отличные динамические качества и высокие эксплуатационные скорости.

На автопогрузчики установлены:

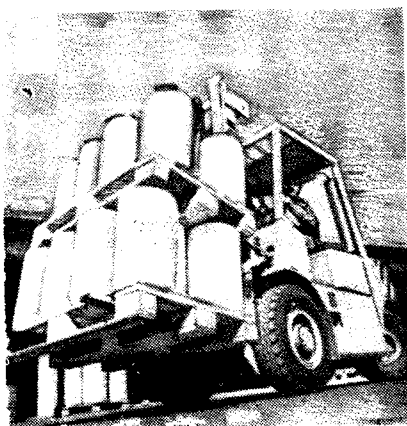
- трансмиссия с гидравлическим приводом;
- одинарная коническая главная передача с небольшим передаточным числом;
- рулевое управление с гидростатическим усилителем, выполненное по лицензии фирмы Цанрадфабрик;
- двухрамное телескопическое подъемное устройство;
- высокопроизводительные гидравлические агрегаты;
- сменные рабочие приспособления для обработки различных по виду и конфигурации грузов.

Автопогрузчики «Рекорд-2» удобны в управлении и в эксплуатации, они экономичны.

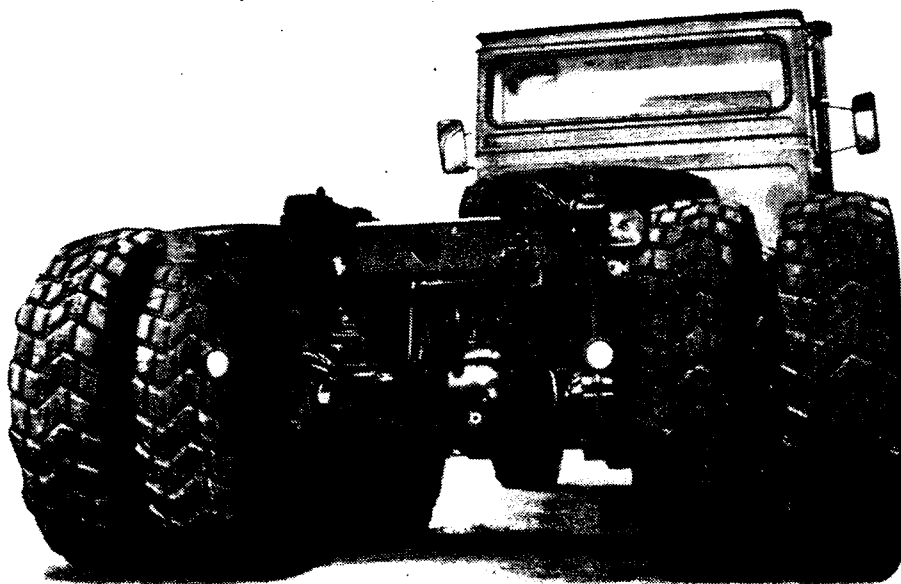
Экспортер:

балканкаримпекс

1000 София, ул. Алабина, 56
Телефон 88-21-22. Телекс 023431/2
Телеграммы: БАЛКАНКАРИМПЕКС
София



ОДИН ИЗ СПОСОБОВ СНИЖЕНИЯ РАСХОДОВ



Пример сварки: задняя ось грузового автомобиля

Электроннолучевая сварка

уже давно применяется в промышленности, например, при производстве автомобильных осей и деталей передачи.

КОНСТРУКТОРУ ПРЕДОСТАВЛЯЕТСЯ ВОЗМОЖНОСТЬ: ● составлять сложные детали из простых и дешевых составных частей ● исключать дополнительную обработку благодаря незначительным сварочным деформациям ● применять дорогие материалы только там, где они безусловно нужны ● осуществлять сварку сложных деталей.

ТЕХНОЛОГА ПРИВЛЕКАЮТ: ● незначительное количество брака ● возможность изменять параметры процесса в широких пределах ● быстрота операций ● высокая культура производства.

ФИРМА ПРЕДЛАГАЕТ: консультации по различным вопросам проектирования и производства ● широкую гамму электроннолучевых сварочных установок ● быстрое и квалифицированное обслуживание.

По любым вопросам просим Вас обращаться к нашим специалистам, они дадут квалифицированный ответ.



**STEIGERWALD
STRAHLTECHNIK**

Steigerwald Strahltechnik GmbH
Benzstr. 11 D-8031 Puchheim/München
Tel. (089) 80 92-1 [Tx] 5 21 722 telo D

Представляет в СССР ELMATIK GmbH, 8036 Herrsching-2, BRD