

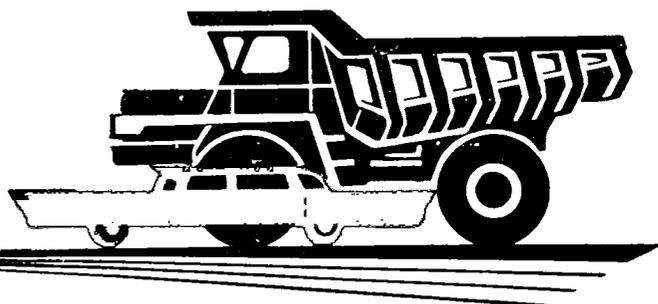
ISSN 005-2337

А

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1979

2



СОДЕРЖАНИЕ

Е. С. Бавин, Н. Я. Лирман, Е. А. Устинов, В. А. Кузин — Сельскому хозяйству — современную автомобильную технику	1
---	---

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

А. И. Каримов — Перспективы применения деревянной тары в отрасли	3
--	---

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

В. А. Черняйкин — Основные направления повышения технического уровня автомобильных двигателей	6
И. Г. Рузаев, А. Е. Забрянский — Воздухоочиститель с картонным фильтрующим элементом для полноприводного легкового автомобиля	8
И. М. Цой — К оценке жесткости юбки поршня	11

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

О. В. Соколов — О влиянии работы дизеля на нагруженность трансмиссии автомобиля	12
А. Р. Рязановский — Качественный анализ влияния некоторых факторов на пятнистый износ шин	15
А. С. Литвинов, Ю. Ю. Беленький, А. Б. Азбель, Н. С. Гринберг, Г. Д. Оганесян — Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил	17
Л. В. Корчемный, Л. М. Минкин, В. Е. Тольский — Математическое моделирование колебаний силового агрегата автомобиля и оценка его виброизоляции	20
В. М. Лобова, Ф. Е. Межевич, В. Н. Фридлянов — Ремни безопасности со встроенным индикатором перегрузки	23
Г. М. Багров, В. К. Бойко, Е. Д. Гусев — Кузова легковых автомобилей высшего класса	24

ТЕХНОЛОГИЯ

В. Л. Мелешкин, В. М. Зинченко — К вопросу точности регулирования углеродного и азотного потенциалов печных атмосфер при цементации и нитроцементации деталей	26
П. Д. Александров, В. И. Малкерев, Л. Н. Бирбраер — Опыт внедрения твердосплавных неперетачиваемых пластин	28
И. К. Токарев, В. Я. Табачников, В. С. Комов, А. В. Губкин — Исследование фактической производительности и надежности автоматизированной линии штамповки кузовных деталей	30

ИНФОРМАЦИЯ

А. В. Дмитриевский — Ганноверская промышленная ярмарка 1978 г.	32
А. А. Портянко — Окраска автомобилей в ФРГ	35
А. Д. Шерман, Л. М. Гробман, А. М. Кочерыгина, А. П. Петров — Испытания чугунных седел клапанов	37
М. А. Григорьев — Всесоюзный научно-технический симпозиум «Очистка воздуха, масла и топлива в двигателях внутреннего сгорания»	39
Б. Д. Колубаев — Автомобилестроение за рубежом	39
Новости в технологии машиностроения за рубежом	40
Рефераты статей	3-я стр обл.

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, Ю. М. Немцов, 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 О. Е. Мишина

Сдано в набор 7.12.78.

Подписано в печать 22.01.79.

Т-01033.

Формат 60×90¹/₈

Печать высокая.

Усл. печ. л. 5,0.

Уч.-изд. л. 8,7.

Тираж 15 261

Зак. 4330

Адрес редакции: 1103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, ксмн. 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

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1979

Год издания XLV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113.004

Сельскому хозяйству — современную автомобильную технику

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

Министерство автомобильной промышленности,
НИИАвтопром, НИИТАвтопром

ОДНИМ из основных направлений деятельности автомобильной промышленности является обеспечение сельского хозяйства транспортной техникой.

За годы девятой пятилетки сельскому хозяйству было поставлено 1,1 млн. автомобилей, в том числе 424,7 тыс. грузовых автомобилей с бортовой платформой, 320,9 тыс. автомобилей-самосвалов, 180,6 тыс. специализированных автомобилей, а также 113 тыс. автомобильных прицепов, 1515 тыс. тракторных прицепов (в том числе 464 тыс. предприятиями Министерства автомобильной промышленности), на 2,9 млрд. руб. запасных частей к автомобилям, на 461 млн. руб. авто-тракторного электрооборудования, более 212 млн. подшипников качения.

За первую половину текущей пятилетки селу поставлено более 537 тыс. автомобилей (221,4 тыс. с бортовой платформой, 145,3 тыс. автомобилей-самосвалов, 78,9 тыс. специализированных). Заводы Министерства автомобильной промышленности выпустили 245 тыс. тракторных прицепов, на 1,7 млрд. руб. запасных частей к автомобилям, на 279 млн. руб. авто-тракторного электрооборудования, более 113 млн. подшипников качения.

Таким образом, заводы отрасли завершили первую половину десятой пятилетки с хорошими показателями. Страна получила больше, чем намечалось на этот период, грузовых и легковых автомобилей. Всего дополнительно к заданиям реализовано продукции на 860 млн. руб.

Значительных успехов добились московские автомобилестроители. На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева начат выпуск трехосных грузовых автомобилей ЗИЛ-133 грузоподъемностью 8 т. В середине 1978 г. на заводе начат массовый выпуск новых грузовых автомобилей ЗИЛ-157КД (рис. 1), созданных специально для работ в сельском хозяйстве. По сравнению с базовой моделью грузоподъемность нового автомобиля увеличена на 20%, он обладает повышенной экономичностью, надежностью и простотой эксплуатации.

Успешно работали автомобилестроители в третьем году пятилетки. Подавляющее большинство предприятий отрасли выполнили и перевыполнили свои планы по поставке техники сельскому хозяйству.

Труженики автомобильной промышленности разработали и осуществляют мероприятия, вытекающие из постановления июльского (1978 г.) Пленума ЦК КПСС и доклада товарища Л. И. Брежнева на нем. Важнейшей своей задачей автомобилестроители считают создание гаммы автомобилей различного назначения для сельского хозяйства.

Решение Пленума ЦК КПСС нашло практическое воплощение в принятом ЦК КПСС и Советом Министров СССР постановлении «О мерах по дальнейшему развитию комплексной

механизации сельскохозяйственного производства и оснащению сельского хозяйства высокопроизводительной техникой». Этим постановлением предусмотрено поставить в будущей пятилетке сельскому хозяйству 1 млн. 450 тыс. грузовых автомобилей общей грузоподъемностью 6 млн. 950 тыс. т.

Этим же постановлением определены задания Министерству автомобильной промышленности по разработке специальных автомобилей сельскохозяйственного назначения и созданию в 1981—1985 г. необходимых мощностей по их выпуску.

Предприятиями и организациями Министерства автомобильной промышленности намечены и развернуты работы по созданию и освоению в десятой и одиннадцатой пятилетках техники для сельского хозяйства 145 наименований. Эта техника создается на базе автомобилей новых и модернизированных моделей и прицепного состава высокого технического уровня, что определяет рост ее производительности и эффективности при работе в сельском хозяйстве. В настоящее время уже производится 90 моделей автомобилей и вновь разрабатываются 52 модели.

Товарищ Л. И. Брежнев в речи в Баку указывал на необходимость работы каждого уборочного агрегата, автомобиля, трактора буквально круглые сутки и с наивысшей эффективностью. Решение этой важнейшей проблемы зависит прежде всего от повышения качества автомобилей, надежности и долговечности их конструкций.

Автомобилестроители рассматривают выдвинутую на июльском (1978 г.) Пленуме ЦК КПСС задачу обеспечения колхозов и совхозов автомобилями большой грузоподъемности, а также автомобилями сельскохозяйственного назначения как одну из самых важных. Существенно меняется структура пар-

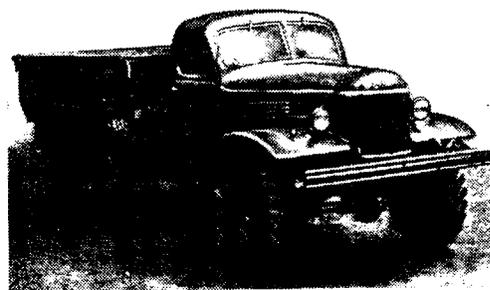


Рис. 1. Грузовой автомобиль ЗИЛ-157КД

ка грузовых автомобилей для сельского хозяйства. Увеличивается количество автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности. Возрастает доля более производительных специализированных автомобилей и прицепов. Так, доля автомобилей-самосвалов в парке грузовых автомобилей увеличивается с 18 в 1965 г. до 32% в 1980 г., а автомобилей со специализированными кузовами соответственно с 12 до 21%. Более чем в 2 раза увеличивается парк автомобилей повышенной проходимости.

Предприятия отрасли проводят работы по расширению номенклатуры специализированных автомобилей и автопоездов для сельского хозяйства. К их числу относятся сельскохозяйственные автомобили-самосвалы, автомобили-самосвалы для перевозки удобрений, прицепы для жидких удобрений, цистерны различного назначения.

В десятой и одиннадцатой пятилетках должны быть разработаны и освоены для сельского хозяйства девять моделей сельскохозяйственных автомобилей и прицепов грузоподъемностью до 14 т, 20 моделей автомобилей и полуприцепов-фургонов для обслуживания животноводства и перевозки его продукции. Среди них будут автомобили-фургоны на шасси ЗИЛ-130Г с грузоподъемными бортами для перевозки инкубационных яиц, суточных цыплят, живой птицы. Эти автомобили-фургоны будут в 2 раза большей вместимости по сравнению с ныне выпускаемым автомобилем-фургоном на шасси ГАЗ-53А. Одесский автоборочный завод разработал специализированный полуприцеп-фургон для перевозки крупного и мелкого скота вместимостью на 40% больше, чем ныне выпускаемый полуприцеп для перевозки скота ОДАЗ-857Б.

Создаются полуприцепы-рефрижераторы к тягачам ЗИЛ, КАЗ, КамАЗ, МАЗ большей вместимости. Разрабатывается 12 моделей автомобилей и полуприцепов-цистерн для перевозки воды на отгонные пастбища емкостью 2—13 тыс. л. Первые осваиваются полуприцепы-цистерны грузоподъемностью 4,5—13 т для транспортирования жидких комплексных удобрений (четыре модели).

При создании для сельского хозяйства автомобилей большой грузоподъемности, автопоездов и автомобилей повышенной проходимости будут использованы автопоезда грузоподъемностью 12—14 т и автомобили КамАЗ грузоподъемностью 16—20 т.

НАМИ и Кутаисский автозавод им. Г. К. Орджоникидзе создают специализированный сельскохозяйственный автомобиль-самосвал грузоподъемностью 5,5 т.

Предусматривается также организовать производство трехосных полноприводных автомобилей типа 6×6 для сельского хозяйства грузоподъемностью предположительно 7—8 т в зависимости от типа кузова. В этом семействе автомобилей намечается применить шины регулируемого внутреннего давления, резко повышающие проходимость и снижающие давление на грунт, набор сменных кузовов различного назначения, набор механизмов отбора мощности для привода технологического оборудования. В составе автопоездов с прицепами и полуприцепами различного назначения смогут работать не только автомобили типа 4×4, но и автомобили типа 6×6.

Уральские автомобилестроители создают специализированный автомобиль для села с дизелем на базе автомобиля «Урал-4320». Этот автомобиль будет повышенной проходимости и снабжен самосвальным кузовом с разгрузкой на две стороны. Автомобиль будет работать с прицепом, имеющим самосвальное устройство.

Существенный вклад в обеспечение сельского хозяйства автомобилями большой грузоподъемности вносит Камский автозавод. Важнейшей задачей является завершение строительства и освоение мощностей Камского автозавода по производству трехосных автомобилей-тягачей, рассчитанных на работу по всем дорогам нашей страны.

Коллектив Камского автозавода работает над повышением грузоподъемности своих автомобилей. Уже сейчас завод выпускает автомобили-самосвалы грузоподъемностью 10 т вместо 7 т (рис. 2). К концу текущей пятилетки на Камском автозаводе должен быть освоен выпуск специальных сельскохозяйственных автомобилей-самосвалов и автопоездов с разгрузкой на две стороны с прицепами Красноярского завода автомобильных прицепов общей грузоподъемностью 14 т.

Коллектив Горьковского автозавода в настоящее время ведет работу по созданию нового автопоезда грузоподъемностью 9 т с тягачом, оснащенный дизелем.

На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева разработана конструкция нового грузового автомобиля ЗИЛ-169 с дизелем, который предназначен для работы с прицепами и полуприцепами в составе автопоездов грузоподъемностью 12—14 т.

Перевод Московского им. И. А. Лихачева и Горьковского автозаводов на производство новых моделей автомобилей с дизелями повысит среднюю грузоподъемность используемого

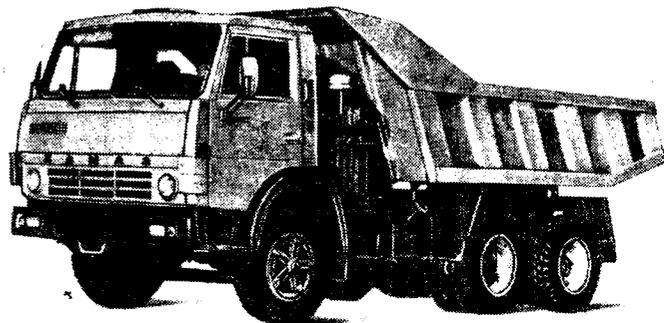


Рис. 2. Автомобиль-самосвал для сельского хозяйства КамАЗ-5511

в сельском хозяйстве автомобильного транспорта с 4,1 до 5,3 т.

Важнейшей задачей автомобилестроителей является создание и совершенствование дизелей для перспективных моделей тракторов. В этой области планируется повысить производительность этих тракторов на транспортных работах в 1,5—2 раза.

Одной из первоочередных задач производственного объединения Автодизель является модернизация дизелей ЯМЗ-240Б, которые устанавливаются на тракторы К-701, с целью доведения их моторесурса с 6 до 8 тыс. моточасов и дизелей ЯМЗ-238НБ, устанавливаемых на тракторы К-700А, с доведением их работы до 5—6 тыс. моточасов. В производственном объединении Автодизель создаются новые модели дизелей мощностью 330 л. с. для трактора типа К-701 производства Павлодарского тракторного завода. Этот восьмицилиндровый дизель с турбонаддувом будет проще по конструкции по сравнению с дизелем ЯМЗ-240Б, иметь большую на 10% мощность и возможность для дальнейшего ее повышения. Одновременно ведутся разработки нового дизеля мощностью 450—500 л. с. для создающегося в производственном объединении «Кировский завод» колесного трактора К-710.

Большая работа ведется по совершенствованию конструкции тракторных прицепов и повышению их грузоподъемности. В этой работе участвуют НАМИ, Головное конструкторское бюро по тракторным и автомобильным прицепам (г. Балашиха), Орский завод тракторных прицепов.

Создаваемые на базе полноприводных тракторов поезда с прицепами, которые имеют активный привод, позволяют обеспечить транспортные перевозки в полевых условиях в осенне-зимний и весенний периоды. Применение активного привода на тракторных прицепах в 2 раза и более повысит грузоподъемность поездов на транспортных работах. Все модели тракторных прицепов и полуприцепов в соответствии с требованиями потребителя выполняются с самосвальными установками и кузовами, приспособленными для перевозки зерна и других сельскохозяйственных грузов. В настоящее время коллектив Орского завода тракторных прицепов работает над модернизацией конструкции прицепа, что должно поднять грузоподъемность автопоезда с 21 т (12+9 т) до 27 т (14,5+12,5 т).

Одновременно в отрасли ведется работа по наращиванию производственных мощностей по выпуску дизелей к тракторам и тракторных прицепов. Намечена большая программа увеличения мощностей по выпуску прицепов к тракторам К-701 и Т-150К в 4 раза к концу десятой пятилетки на четырех заводах: Орском заводе тракторных прицепов, Балаховском заводе автотракторных прицепов, на заводе «Киргизавтомаш» в г. Фрунзе и на Машиностроительном заводе автомобильных и тракторных прицепов, г. Челябинск.

Две новые мощные базы — Ставропольский завод автоприцепов и Красноярский завод автомобильных прицепов — созданы условия для широкого выпуска специализированных транспортных средств для сельского хозяйства на базе прицепов и полуприцепов.

Еще одним важным направлением является создание и освоение к концу десятой пятилетки автомобилей-самосвалов и прицепной техники для перевозки неупакованных и жидких удобрений. На заводе по производству автосамосвалов, г. Нефтекамск, планируется строительство корпуса для выпуска специальных цистерн для нужд сельского хозяйства.

Во исполнение решений июльского (1978 г.) Пленума ЦК КПСС Министерство автомобильной промышленности разработало ряд мероприятий. В частности, предусмотрены меры по разработке системы машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства в одиннадцатой и

двенадцатой пятилетки. Предусмотрено создание образцов автопоездов сельскохозяйственного назначения с тягачами грузоподъемностью 6 т и специализированными прицепами и полуприцепами и специализированных автомобилей высокой проходимости грузоподъемностью 7—8 т, способных работать на грунтовых дорогах и в полевых условиях.

Поставлен вопрос об организации производства в одиннадцатой пятилетке сменных кузовов к грузовым автомобилям.

В начале следующей пятилетки Брянский автозавод должен начать выпуск гусеничных тракторов Т-180 и Д-804М класса тяги 15 тс.

В одиннадцатой пятилетке развернется производство сельскохозяйственных машин для механизации работ в растениеводстве: передвижных насосных станций, лозоподборщиков для садоводства и виноградарства, прицепов типа 2ПТС-4 со специализированными кузовами емкостью 45 м³.

Предприятия Всесоюзного промышленного объединения Союзподшипник поставят Министерству тракторного и сельскохозяйственного машиностроения комплектующие изделия улучшенного качества и повышенной надежности, в том числе подшипники качения с одноразовой смазкой для зерноуборочных комбайнов с улучшенным закреплением уплотнений и подшипники качения с одноразовой смазкой со сроком службы 6—8 тыс. ч для опор валов муфт сцепления и опор полусей.

Приняты меры по обеспечению запасными частями тракторов и сельскохозяйственных машин для механизации работ в растениеводстве, животноводстве и кормопроизводстве.

Выделяются капитальные вложения для создания мощностей на предприятиях Министерства автомобильной промышленности по производству дизелей, топливной аппаратуры, колес, рессор, карданных валов, электрооборудования и приборов для тракторов К-701, для тракторных прицепов и специализированных грузовых автомобилей грузоподъемностью 6—8 т. Новые мощности будут оснащены автоматическими линиями, специальными и уникальными металлорежущими станками, поточно-механизированными прессовыми линиями, специальным тяжелым и кузнечно-прессовым оборудованием и литейным оборудованием.

Важнейшей задачей работников отрасли является выполнение постановления ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О мерах по увеличению производства в 1978—1985 годах высокопроизводительной техники для кормопроизводства и кормоприготовления, комплексной механизации работ на животноводческих фермах и в птицеводстве».

Намечено производство полуприцепов-фургонов ОдАЗ-9925М к седельным тягачам ЗИЛ-130В для перевозки телят и поросят и автомобилей-фургонов для перевозки инкубационных яиц, цыплят и живой птицы, а также расширение Шумерлинского завода специализированных автомобилей для выпуска полуприцепов-фургонов ОдАЗ-9925М. Начата разработка конструкции специализированного автомобиля для раздатчика и смесителя кормов. Многие предприятия отрасли принимают активное участие в изготовлении и поставке Люберецкому заводу сельскохозяйственного машиностроения им. А. В. Ухтомского широкой номенклатуры агрегатов, узлов, деталей и комплектующих изделий, а также штампов для деталей самоходной косилки-плющилки КПС-5Г, узлов и деталей силосуборочных комбайнов КСС-2,6.

В соответствии с постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О мерах по дальнейшему совершенствованию племенного дела в животноводстве» и соответствующим приказом Министерства автомобильной промышленности увеличивается выпуск на Шумерлинском заводе специализированных автомобилей (на базе автомобилей УАЗ-452А), передвижных лабораторий по искусственному осеменению животных.

Предприятия Министерства разрабатывают и будут поставлять ряду промышленных отраслей материалы и оборудование, которые необходимы для изготовления специального криогенного оборудования.

Некоторые заводы отрасли поставят в будущей пятилетке предприятиям Министерства химического и нефтяного машиностроения автомобили УАЗ-452Д, ГАЗ-66, ЗИЛ-131А, «Урал-375Д», КраЗ-257 для установки на них транспортных резервуаров жидкого азота.

В соответствии с постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О мерах по увеличению производства и повышению качества кормов» Министерство автомобильной промышленности поставит Министерству сельского хозяйства СССР 600 автомобилей УАЗ-452 для оборудования передвижных лабораторий по определению качества кормов, а также специальные автомобили-фургоны для заводов по производству мясо-костной муки. Кроме того, Шумерлинский завод специализированных автомобилей поставит сельскому хозяйству специальные автомобили-фургоны для перевозки туш животных.

Министерством предусмотрены также меры в связи с постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О дальнейшем развитии производства кормовых добавок, средств защиты растений и другой продукции микробиологической промышленности в 1978—1985 годах» по заготовке и поставке Главному управлению микробиологической промышленности при Совете Министров СССР технологического сырья, щепы, мягких отходов лесопиления и деревообработки.

Одновременно с этими мероприятиями заводы отрасли оказывают помощь селу в ремонте автомобильной техники. С этой целью разрабатывается единая ремонтно-технологическая документация на восстановление деталей и узлов, создаются образцово-показательные участки для капитального ремонта двигателей к автомобилям ЗИЛ, МАЗ, КраЗ и ГАЗ. Госкомсельхозтехнике Минавтопром оказывает всестороннюю помощь в создании в ее системе предприятий для централизованного восстановления основных деталей автомобилей и их двигателей, автотранспортным и авторемонтным предприятиям оказывается систематическая помощь в поддержании высокой технической готовности автомобилей и тракторов в период посевных работ и уборки урожая путем направления в сельскохозяйственные районы бригад специалистов для решения возникающих вопросов на местах.

Таким образом, задачи, стоящие перед автомобилестроителями в области поставок сельскому хозяйству новой техники, велики. Трудящиеся автомобильной промышленности приложат все свои силы, творческую инициативу, чтобы успешно выполнить задания партии и правительства по созданию для села высокопроизводительных машин, и внесут свой достойный вклад в укрепление производственно-технической базы сельского хозяйства.



УДК 629.113:621.798.1

Перспективы применения деревянной тары в отрасли

А. И. КАРИМОВ
УНИПТИМАШ

В СВЯЗИ с ростом грузопотоков изделий требуется непрерывное совершенствование технологии и организации перевозок, а также применение прогрессивных видов транспортной тары и упаковки как неотъемлемой части перевозочного процесса.

Около 2/3 всей продукции при ее хранении и транспортировании необходимо вследствие ее определенных транспортно-физических свойств улаковывать в тару. Анализ номенклатуры изделий, выпускаемых отраслью, показывает, что 64% производимой продукции необходимо улаковывать в транспортную

тару: 72% упаковываемой продукции в дощатые ящики и ящики из древесноволокнистой плиты, 13% в ящики из гофрированного картона (трехслойного и пятислойного) и 15% в производственную металлическую многооборотную тару, применяемую при межзаводских перевозках.

Таким образом, деревянная таря как средство, обеспечивающее защиту упакованной в нее продукции от повреждений и потерь в процессе транспортирования, хранения и реализации, является основным (72%) видом упаковок.

В отрасли проводится комплекс мероприятий, направленных

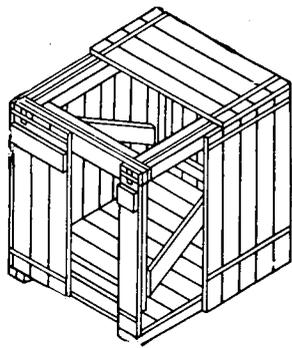


Рис. 1. Дощатый ящик для упаковки двигателей массой до 350 кг

на улучшение структуры расхода тары и упаковки и на совершенствование конструкции ящиков и их производства. К этим мероприятиям относятся специализация и концентрация деревообрабатывающего производства, унификация и стандартизация типоразмеров деревянных ящиков, организация повторного использования деревянной и картонной тары, пакет-

ные и контейнерные перевозки.

В связи с выходом в свет ГОСТ 2991—76 взамен ГОСТ 2991—69, ГОСТ 10198—71 (в отношении ящиков типов I и II), а также пересмотром ГОСТ 16536—71 и ГОСТ 15841—70 предприятия отрасли проводят работу по изготовлению ящиков по вновь разработанным государственным стандартам.

ГОСТ 16536—78, разработанный УНИПТИМАШем в 1976 г. взамен ГОСТ 16536—71 на основе ГОСТ 2991—76 и ГОСТ 5959—71, распространяется на 156 типоразмеров деревянных ящиков, изготовляемых из тарных дощечек и из древесноволокнистой плиты. Внутренние размеры ящиков составляют: длина 315—2500 мм, ширина 184—1000 мм, высота 70—1000 мм. Предельная масса груза в ящике может составлять 65—500 кг. Толщина деталей ящиков большинства типоразмеров снижена на одну-две градации. Внедрение нового стандарта в производство позволит сократить расход пиломатериала до 11 тыс. м³ в год.

Многолетняя практика позволяет выделить наиболее удачные типы ящиков, производимые отечественными заводами.

На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева изготавливают деревянные ящики нескольких типов для упаковки автомобильных запасных частей, поставляемых смешанным путем (ГОСТ 16536—71, ГОСТ 16536—78). Внутренние размеры этих ящиков составляют 1000×650×600 мм, внутренний объем 390 дм³, предельная масса груза в ящике 500 кг.

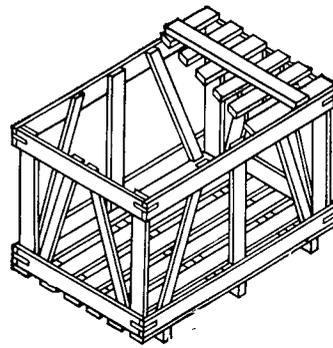
Оснащение дна ящика двумя полозьями из брусков сечением 50×100 мм позволяет использовать при разгрузке и погрузке вилочные погрузчики. Такой ящик по существу является грузовым пакетом с массой брутто 565 кг. Расход пиломатериала составляет всего 0,126 м³.

Ящики для упаковки двигателей (рис. 1), поставляемых в запасные части, сконструированы и изготавливаются в большом количестве на Горьковском автозаводе и Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР. Он конструктивно выгодно отличается от близких к нему ящиков стандартных типов и наиболее приемлем для упаковки двигателей и других неделимых грузов, потому что на участок упаковки он подается в разобранном виде. Сборка ящика и упаковка двигателя осуществляются одновременно.

Дно ящика выполнено в виде настила на двух полозьях (рис. 2, а, б), который расчленен пополам по вертикальной плоскости; к первой половине полоза прикрепляется настил дна, ко второй половине — настил бокового щита. Настилы крышки и торцовых щитов закрепляются на рамках из брусков сечением 40×60 мм. Поскольку двигатель упаковывается вместе с деревянной подставкой, нет необходимости делать настил дна толщиной 25 мм, как это требуется по ГОСТ 10198—71; толщина досок настила принята 19 мм. Этот тип ящика включен в ГОСТ 16536—78.

Решетчатый ящик Волжского автозавода им. 50-летия СССР для упаковки запасных частей массой до 300 кг (рис. 3)

Рис. 3. Решетчатый ящик для груза массой 100—300 кг



прост по конструкции и технологичен в изготовлении при упаковке продукции. Этот ящик рассчитан на перевозку его в закрытом подвижном составе или в крупнотоннажных контейнерах.

Удача конструкция дощатого ящика Рижского завода «Автоэлектрприбор». Это ящик типа II (ГОСТ 2991—69), толщина дощечек дна, крышки, боковых и торцовых стенок одинаковая — 13 мм.

Ящики всех перечисленных типов будут применяться весьма продолжительное время (10—20 лет). Изменяться будут только сечения конструктивных элементов и соединения деталей ящика.

Наблюдается тенденция к снижению числа типоразмеров ящиков. Так, за последние 10 лет число типоразмеров ящиков в отрасли сократилось с 1536 до 730.

На автозаводах, выпускающих легковые автомобили (исключение составляют Волжский автозавод им. 50-летия СССР и Автозавод г. Ижевска), в настоящее время применяются крупногабаритные ящики для упаковки автомобилей «Волга», УАЗ, «Москвич» для поставки их на экспорт, в отдаленные районы и районы Крайнего Севера (20—25 тыс. шт. в год).

Конструкция этих ящиков выгодно отличается от конструкции ящика типа III (ГОСТ 10198—71), так как требуется меньший расход пиломатериалов, особенно брусьев сечением 100×100 и 100×150 мм.

Интересные работы велись на Автозаводе им. Ленинского комсомола по испытаниям ящика с обшивкой боковых и торцовых щитов древесноволокнистой плитой марки Т-350 для поставки на экспорт автомобилеккомплектов «Москвич». Научное руководство осуществлял Всесоюзный научно-исследовательский и экспериментально-конструкторский институт тары и упаковки. В связи с развитием специализированного подвижного состава на основных видах транспорта (железные дороги, автомобильный, морской и речной транспорт) наметилась тенденция к резкому снижению использования крупногабаритных ящиков для упаковки легковых автомобилей.

Значительный интерес представляет многооборотный ящик сборно-разборной конструкции из прессованных деталей, для производства которых используются измельченные отходы древесины. Ящик состоит из шести унифицированных плоских деталей трех типоразмеров, попарно взаимозаменяемых. Детали имеют ребра жесткости по периметру. При одинаковых размерах масса сборно-разборного ящика меньше, чем дощатого. Ящики возвращаются в разобранном виде.

В настоящее время конструкторы некоторых предприятий отрасли работают над созданием сборно-разборных деревянных ящичных поддонов. На рис. 4, а, б показаны ящичные поддоны Московского автозавода им. И. А. Лихачева и УНИПТИМАШа (для Волжского автозавода им. 50-летия СССР). Рассмотрим их технические параметры.

Московский автозавод им. И. А. Лихачева назвал этот поддон ящичной разборной тарой. Основание тары представляет собой плоский деревянный или металлический четырехугольный поддон. Кузов тары выполнен в виде поясов высотой 180 и 280 мм, для их изготовления применен пиломатериал из любых пород дерева толщиной 18 и 21 мм. Размеры поддона в плане 1200×1000 мм. Кузов имеет шарнирное соединение и при разборке тары складывается. Тара со съёмными складными стенками (разработал УНИПТИМАШ) состоит из плоского деревянного поддона и кузова с шарнирно-соединенными стенками в виде поясов. Тара спроектирована в трех исполнениях (см. таблицу).

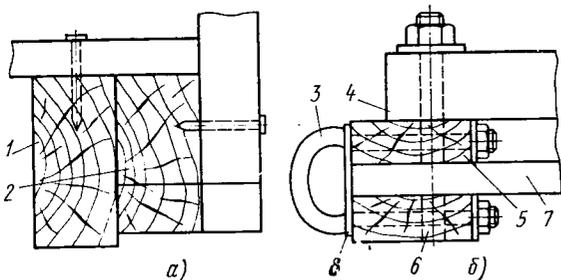


Рис. 2. Составные полозья для деревянных ящиков: а — полоз расчленен по горизонтальной плоскости; б — полоз расчленен по вертикальной плоскости; 1 — полоз на дне ящика; 2 — вторая половина полоза; 3 — скоба; 4 — поперечный брус; 5 — верхняя половина полоза; 6 — нижняя половина полоза; 7 — настил; 8 — пластина

Номер исполнения	Число поясов	Грузоподъемность в кг	Габаритные размеры в мм			Масса тары в кг
			длина	ширина	высота	
1	1	1000	1230	830	645	59
2	2	1000	1230	830	1145	91
3	3	1000	1230	830	1645	125

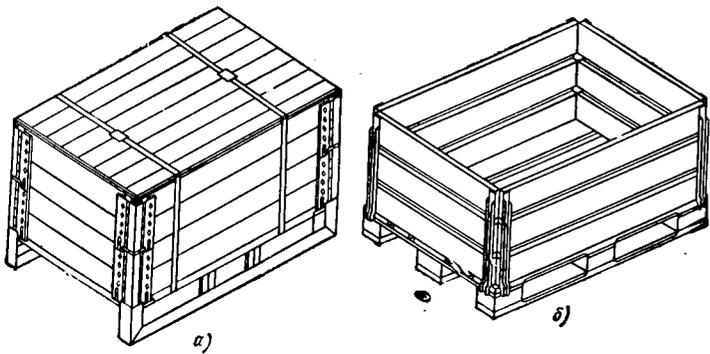


Рис. 4. Ящичные поддоны (тара):

а — ящичная разборная тара конструкции ЗИЛ; б — тара со съемными складными стенками конструкции УНИПТИМАШ

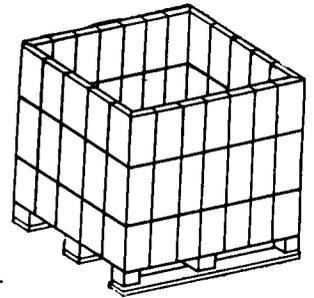


Рис. 5. Деревянный ящик, армированный проволокой

Принята толщина пиломатериала 23 мм, для досок по длинной стороне применяется вяз, по короткой стороне — сосна.

Завод «Киргизавтомаш» разработал упаковку-пакет для радиаторов. В зависимости от марки автомобиля в него вмещается 8, 12 или 16 радиаторов. Упаковка-пакет представляет собой решетчатую конструкцию, дно оснащено двумя полозьями. Габаритные размеры: 1240×865×870, 1240×1250×930, 1240×1240×740 и 1240×1340×800 мм. Упаковка-пакет разработана в сборно-разборном варианте.

Для этой тары применен пиломатериал из мягкой древесины лиственных пород толщиной 25 мм. Любая конструкция многооборотных деревянных ящичных поддонов сокращает расход пиломатериалов в 1,5—2 раза, позволяет экономить металл и приведенные затраты на доставку изделий потребителям. Однако выбор определенного ящичного поддона должен сопровождаться технико-экономическим обоснованием и серией лабораторных и промышленных испытаний.

Сфера распространения указанных ящичных поддонов рекомендуется на маршрутах с минимальным количеством перевалок (четыре погрузочно-разгрузочные и три транспортные операции) и с длительным сроком хранения. Такие маршруты наблюдаются в отрасли при поставке запасных частей к автомобильной технике.

В Париже на международной выставке по упаковке фирма Мюсси экспонировала деревянный ящик (рис. 5), армированный проволокой. Дно имеет пазы для вилок погрузчика. В качестве материала использованы вязальная проволока и пиломатериал, толщина которого зависит от грузоподъемности ящика и который выдерживает трехкратную нагрузку в штабеле.

Фирма изготавливает ящики семи типоразмеров, соответствующих европейскому стандарту: 1200×1000×890 мм грузоподъемностью 1000 кг; 1200×1000×890 мм грузоподъемностью 500 кг; 1200×1000×600 мм грузоподъемностью 500 кг; 1200×800×890 мм грузоподъемностью 400 кг; 1200×800×600 мм грузоподъемностью 400 кг; 1000×1000×890 мм грузоподъемностью 500 кг; 733×733×880 мм грузоподъемностью 1000 кг.

Фирма Галле демонстрировала ящик сборно-разборной конструкции из клееной фанеры и металлических элементов. Как видно из рис. 6, торцовые щиты имеют шарнирное соединение с дном ящика, выполненного в виде четырехзаходного однонастильного поддона, а боковые щиты шарнирно соединяются с торцовыми щитами. Описанная конструкция получила премию на выставке в Париже в 1973 г.

Главной задачей организации тарного производства является выбор технологического и подъемно-транспортного оборудования, его оптимальная компоновка, позволяющая полнее использовать сырье (получение дощечек малой толщины 6—8, 10—13 мм), обеспечить максимальную производительность и высокую степень механизации работ, особенно на участках сборки щитков и самих ящиков.

Поточность производства, как прогрессивная его форма, предъявляет строгие требования по согласованию производительности станков, выполняющих отдельные операции.

Для тарных цехов, перерабатывающих низкосортную древе-

сину, большое значение имеет правильный подбор механизмов и устройств для утилизации и уборки отходов, объем которых иногда превышает объем получаемой продукции. В качестве распиловочного оборудования целесообразно применять пилораму РТ-2, на которой можно выпилить доску толщиной до 6 мм. Заменяв круглопильные станки ленточно-пильным станком типа ЛД-125, можно сократить отходы древесины в опилки в 1,5—2 раза. Для получения тонких тарных дощечек из брусков целесообразно использовать станок типа НТД.

Деревообрабатывающие и тарные цехи необходимо в ближайшее время оснастить гвоздезабивными, проволокошвырными станками, а также пневматическим инструментом для забивки гвоздей или скоб, что позволит значительно сократить ручной труд при сколачивании ящиков.

УНИПТИМАШем и заводами отрасли в последние годы проделана большая работа по внедрению производственной металлической многооборотной тары для упаковки и перевозки

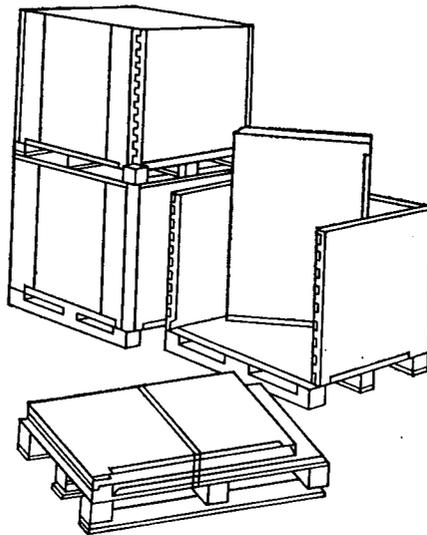


Рис. 6. Сборно-разборный ящик

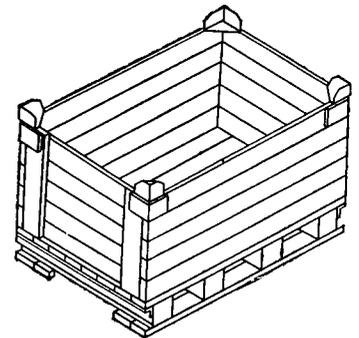


Рис. 7. Производственная деревянно-металлическая тара конструкции УНИПТИМАШ

комплектующих изделий, отливок и заготовок. УНИПТИМАШ в 1976 г. разработал и изготовил опытную промышленную партию деревянной производственной тары (рис. 7). Тара состоит из деревянного плоского поддона (дна) и кузова, выполненного из досок толщиной 30 мм. Торцовые стенки собраны на двух брусках сечением 50×100 мм. Верхние углы тары оснащены фиксирующими устройствами для штабелирования на складах и усилены косынками из листового металла.

Номинальные размеры тары 1200×800×600 мм, грузоподъемность 1000 кг. Эксплуатация опытной партии этой тары показала положительные результаты. В настоящее время ведутся работы по совершенствованию конструкции этой тары.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яупсилс У. Э., Заливко Б. М. Производство тарных комплектов в леспромпхозах. М., 1976.
2. Manipulace, skladovanie, baleni, 1975, № 3, s. 11—14.

Основные направления повышения технического уровня автомобильных двигателей

В. А. ЧЕРНЯКИН

НАМИ

ВАЖНЕЙШЕЙ задачей отрасли является выполнение решений XXV съезда КПСС о повышении эффективности производства и качества выпускаемой продукции.

Одним из главных факторов повышения эффективности экономики народного хозяйства является ускорение научно-технического прогресса в машиностроении и прежде всего в такой его отрасли, как моторостроение.

От прогресса в моторостроении, в том числе от степени совершенства автомобильных двигателей, зависят энерговооруженность труда и темпы роста его производительности. Технический уровень двигателей во многом определяет возможности рационального использования топливных ресурсов, самой актуальной проблемы нашего времени.

Предприятия отрасли за годы девятой и начала десятой пятилеток достигли значительных успехов в развитии производства двигателей, совершенствовании их конструкции, повышении ресурса.

В 1970 г. впервые в истории отечественной автомобильной промышленности было выпущено более 1 млн. двигателей, а в 1977 г. свыше 2 млн.

Освоено массовое производство современных двигателей для легковых автомобилей Волжского автозавода им. 50-летия СССР, начат выпуск и увеличивается производство дизелей для автомобилей большой грузоподъемности Камского автозавода.

Дизели, выпускаемые в Набережных Челнах, будут устанавливаться не только на автомобили Камского автозавода, но и на трехосные автомобили ЗИЛ-133Г, «Урал-4320», а также на городские и междугородные автобусы Львовского автобусного завода им. 50-летия СССР.

Ярославское объединение по производству автомобильных дизельных двигателей (Автодизель) освоило производство восьми- и двенадцатилитровых дизелей для мощных сельскохозяйственных тракторов «Кировец».

Большое внимание коллективы предприятий и научно-исследовательских институтов уделяют повышению ресурса и надежности двигателей. В результате комплексного подхода к решению этой задачи ресурс двигателей за девятую пятилетку был увеличен в 1,3—1,5 раза, как это предусматривалось Директивами XXIV съезда КПСС. В настоящее время нормативные пробеги двигателей до капитального ремонта составляют: 250 тыс. км для ЗИЛ-130, 200 тыс. км для ЗМЗ-53, 8000 моточасов для ЯМЗ-238, 125 тыс. км для двигателей автомобилей «Жигули».

В 1972 г. Московский автозавод им. И. А. Лихачева, Милский автозавод и производственное объединение Автодизель заключили договоры о научно-техническом сотрудничестве с Главмосавтотрансом Мосгорисполкома и НАМИ по повышению ресурса автомобилей и двигателей. Объединение усилий производственников, эксплуатационников и ученых позволило ускорить внедрение новых разработок, обеспечивающих улучшение качества, повышение надежности и сроков службы деталей, узлов и агрегатов; повысить квалификацию водителей; обеспечить дальнейшее совершенствование методов эксплуатации автомобилей. В результате многие водители Главмосавтотранса перекрыли установленные нормы пробегов автомобилей и двигателей до капитального ремонта и довели их по автомобилям семейства ЗИЛ-130 и МАЗ-500 до 350 тыс. км.

Это трудовое достижение было высоко оценено Генеральным секретарем ЦК КПСС, Председателем Президиума Верховного Совета СССР товарищем Л. И. Брежневым, приславшим 21 сентября 1978 г. приветствие коллективам Главмосавтотранса Мосгорисполкома, автомобильных заводов и Центрального научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института.

В десятой пятилетке серьезное внимание уделяется уменьшению токсичности двигателей. Благодаря внедрению модернизированных малотоксичных карбюраторов, введению контроля на автозаводах за содержанием вредных выбросов в от-

работавших газах все автомобили отвечают отечественным и европейским нормам на токсичность.

Освоение производства современных поршневых колец в производственном объединении «Мотордеталь» (г. Мичуринск) позволило снизить расход масла на угар до современного уровня (0,2—0,5% расхода топлива) на двигателях ЗИЛ, ЗМЗ, ВАЗ.

За три года десятой пятилетки предприятия Министерства автомобильной промышленности в основном выполнили задания по модернизации и созданию новых моделей двигателей.

Вместе с тем в работе по повышению технического уровня двигателей имеются еще существенные недостатки, которые были отмечены на совещании в ЦК КПСС, состоявшемся в конце марта 1978 г.

На совещании было глубоко и всесторонне проанализировано положение дел в моторостроении в смежных отраслях народного хозяйства, выявлены конкретные пути дальнейшего совершенствования конструкции двигателей внутреннего сгорания и методов их эксплуатации. Поставлена задача развить широкое движение за экономное и бережливое отношение к расходу моторных топлив и масел во всех отраслях народного хозяйства.

Совещание нацелило коллективы объединений, предприятий и научно-исследовательских институтов на разработку и осуществление в самые короткие сроки практических мер по повышению топливной экономичности, металлоемкости и других показателей технического уровня двигателей.

На предприятиях и в научно-исследовательских институтах Министерства автомобильной промышленности были еще раз критически осмыслены работы, проведенные в этом направлении, пересмотрены ранее намеченные планы, вскрыты имеющиеся резервы и намечены главные пути повышения технического уровня и качества двигателей, выпускаемых автомобильной промышленностью.

Итоги этой большой работы были обсуждены на отраслевом совещании «О мерах повышения технического уровня автомобильных двигателей», состоявшемся в г. Набережные Челны 24—25 августа 1978 г.

Намечены следующие направления работ: модернизация двигателей серийного производства, прежде всего двигателей грузовых автомобилей, являющихся основными потребителями топлива; расширение выпуска дизелей, расходующих топлива почти на 30% меньше, чем карбюраторные.

При модернизации двигателей осуществляются совершенствование рабочих процессов, систем впуска и выпуска, применение современной топливной аппаратуры, а также снижение механических потерь. Например, Заволжский моторный завод им. 50-летия СССР проводит модернизацию восьмицилиндровых двигателей ЗМЗ-53 и ЗМЗ-66.

Применение предложенного НАМИ рабочего процесса с вихревым движением заряда, одноярусного впускного трубопровода, нового карбюратора К-154, бесконтактной системы зажигания позволит снизить удельный расход топлива к 1980 г. с 238 до 225 г/(л.с.ч) без повышения требований к октановому числу бензина.

Большим резервом в снижении расхода топлива в эксплуатации (до 10%) при одновременном уменьшении вредных выбросов в отработавших газах является применение форкамерно-факельного процесса.

Намечено освоение производства форкамерных двигателей в середине одиннадцатой пятилетки на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, выпуск опытно-промышленных партий форкамерных двигателей на Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР для автомобилей «Волга» и ГАЗ-53 и создание конструкции такого двигателя для автомобилей «Москвич».

Модернизация четырехтактных дизелей ЯМЗ позволит снизить удельный расход топлива со 167 до 164 г/(л.с.ч), а также существенно уменьшить дымность отработавших газов. Будет освоено производство модернизированной топливной аппаратуры, стабилизированы надпоршневые зазоры, умень-

шено число компрессионных поршневых колец, сокращены потери на привод вспомогательных агрегатов.

Предусматривается освоение производства дизелей повышенной мощности и экономичности с турбонаддувом для новых моделей автомобилей МАЗ и КраЗ, а также для карьерных автомобилей-самосвалов БелАЗ.

Мероприятия по уменьшению расхода топлива намечены и другими заводами. Внедрение разработанных мероприятий по модернизации выпускаемых двигателей по отрасли в целом позволит сэкономить в 1980 г. примерно 120 тыс. т бензина и дизельного топлива.

Во исполнение решений XXIV и XXV съездов КПСС намечено расширить выпуск дизелей и приступить к выпуску дизелей КамАЗ с турбонаддувом.

Применение турбонаддува даст возможность увеличить мощность двигателей с 210 до 260 л. с. Это позволит повысить грузоподъемность автопоездов КамАЗ с 16 до 20 т и благодаря этому уменьшить расход топлива при перевозке грузов на 15—20%.

Производственное объединение Автодизель уже в этой пятилетке начнет выпуск двенадцатицилиндровых дизелей с турбонаддувом нового семейства мощностью 650 л. с. для автомобилей-самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 45 т. Впервые в практике отечественного автомобилестроения на дизеле будет применено промежуточное охлаждение наддувочного воздуха, что позволит значительно повысить его литровую мощность.

На Кутаисском автозаводе им. Г. К. Орджоникидзе будут производиться V-образные шестицилиндровые дизели мощностью 160 л. с., унифицированные по деталям цилиндропоршневой группы и распределительного механизма с дизелями КамАЗ.

Производственное объединение «ЗИЛ» совместно с НАМИ завершает отработку конструкции и рабочего процесса V-образного восьмицилиндрового дизеля для семейства новых грузовых автомобилей.

Начаты опытно-конструкторские работы по дизелям для грузовых автомобилей Горьковского автозавода, для легковых автомобилей Ульяновского и Волжского автозаводов.

Проводимые в отрасли работы по повышению топливной экономичности двигателей обеспечивают и значительное снижение токсичности отработавших газов. Это объясняется тем, что применение более совершенных рабочих процессов, модернизированной топливной аппаратуры, современных систем зажигания обеспечивает более полное сгорание топлива, более надежную работу двигателя и, следовательно, меньшее содержание вредных несгоревших веществ в отработавших газах.

Дизелизация автомобильного парка также обеспечивает существенную экономию топлива и меньшее загрязнение атмосферы вредными веществами.

На всех заводах в течение 1979—1980 гг. будут продолжены работы по созданию и внедрению мероприятий, обеспечивающих соответствие выпускаемых автомобилей перспективным международным и вводимым в годы одиннадцатой пятилетки отечественным нормам по токсичности и дымности отработавших газов.

Большое значение для охраны здоровья населения имеет также снижение шума автомобильного транспорта. К концу пятилетки шумность работы двигателей должна быть понижена на 2—4 дБ.

Предусматривается применить малозумные вентиляторы системы охлаждения и более эффективные глушители шума впуска и выпуска, а также улучшить виброакустические характеристики корпусных деталей.

Экономичность современных двигателей оценивается не только расходом топлива, но и расходом моторного масла, стоимость которого в 5—7 раз выше стоимости топлива. В настоящее время большинство моделей отечественных карбюраторных двигателей, а также дизели КамАЗ по расходу моторного масла на угар находятся на современном уровне.

Намечено уменьшить расход масла на угар до 0,2—0,4% израсходованного топлива у всех карбюраторных двигателей и до 0,6—0,8% у всех дизелей. Прежде всего предстоит осуществить такие мероприятия, как:

- 1) применение высокоэффективных маслосъемных поршневых колец, в том числе стальных колец с двухфункциональными расширителями отечественной конструкции;
- 2) уменьшение деформации основных деталей двигателя (гильз и блока цилиндров, поршней) от воздействия тепловых и механических нагрузок;
- 3) повышение эффективности маслуплотнения стебля клапана и уменьшение износа клапанных втулок.

Для снижения расхода масла на замену намечено на ряде

моделей двигателей, в том числе и на двигателях КамАЗ, уменьшить емкость масляного картера.

Вместе с предприятиями Министерства нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности ведутся работы по повышению качества моторных масел, что в перспективе даст возможность увеличить сроки их службы до замены.

На сокращение затрат на техническое обслуживание и ремонт, а также на производство запасных частей решающее влияние оказывает надежность двигателей и прежде всего их безотказность и долговечность (моторесурс).

К концу десятой пятилетки намечено снизить трудоемкость технического обслуживания двигателей в среднем на 10%, обеспечить их работу в течение всего пробега до капитального ремонта без переборки, связанной с заменой деталей цилиндропоршневой группы, а также повысить ресурс двигателей ЗМЗ с 200 до 250 тыс. км, двигателей ЗИЛ с 250 до 300 тыс. км, дизелей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 до 10 000 моточасов, а их модификаций с турбонаддувом до 8000 моточасов.

Для уменьшения абразивного износа будут продолжены работы по совершенствованию систем очистки воздуха, масла и топлива. На двигателях грузовых автомобилей будут применяться поршни с овально-бочкообразным профилем юбки и с упрочняющей вставкой под верхнее кольцо, компрессионные кольца из высокопрочного чугуна, стальные и чугунные маслосъемные кольца с эффективными действующими расширителями.

Для обеспечения надежности двигателей решающее значение имеет качество изготовления деталей и выполнения сборочных работ. С этой целью предусмотрено осуществить техническое перевооружение действующих моторных производств, применить прогрессивные технологические процессы.

Внимание предприятий и технологических институтов отрасли сосредотачивается на решении следующих основных задач: внедрения прогрессивных заготовок; повышения качества обработки деталей, особенно на финишных операциях; улучшения очистки деталей, идущих на сборку, за счет применения современного моечно-прокачного оборудования; автоматизации сборочных работ, применения сборочных автоматов и роботов, оснащенных средствами активного контроля; улучшения метрологического обеспечения производства, ужесточения пооперационного и приемочного контроля деталей, узлов и двигателей в сборе; внедрения новых прогрессивных технологических процессов (электрохимико-термическое упрочнение, лазерная и электронно-лучевая обработка деталей).

Потребность отрасли в автоматизированном сборочном оборудовании будет удовлетворяться за счет собственного производства. Предстоит также развить производство пневматического механизированного слесарно-сборочного инструмента с тарированными моментами затяжки.

Осуществляется широкая программа оснащения моторных производств высокопроизводительным виброабразивным оборудованием с камерами объемом от 25 до 400 м³; автоматизированными линиями электрохимической обработки с устройствами для мойки, пассивирования и сушки деталей, термическими установками для снятия заусенцев взрывом; установками ультразвуковой очистки деталей.

Снижению трудозатрат на техническое обслуживание и повышению безопасности двигателей будут способствовать введение на грузовых автомобилях замкнутых систем охлаждения с низкозамерзающей жидкостью типа тосол, а также установка более надежного и долговечного электрооборудования: генераторов повышенной мощности с встроенными регуляторами напряжения, стартеров с торцовыми коллекторами, бесконтактных систем зажигания, долговечных свечей с улучшенными характеристиками.

Начаты работы по созданию систем встроенной диагностики и по разработке электрооборудования двигателей, не требующего обслуживания.

Предстоит ускорить наращивание мощностей на специализированных производствах отрасли, обеспечивающих автомобильные двигатели массовыми деталями и комплектующими изделиями высокого качества и современной конструкции.

На Костромском заводе «Мотордеталь» будет сосредоточено производство поршней с упрочняющими вставками и монолитных гильз цилиндров для двигателей ЗМЗ, а также производство заготовок гильз и поршней для двигателей КамАЗ.

Мичуринский завод имени Ленина должен ускорить освоение технологических процессов изготовления новых типов современных поршневых колец с тем, чтобы обеспечить полную потребность в них двигателей.

Димитровградский автоагрегатный завод им. 50-летия СССР освоил производство долговечных сталелитейных вкладышей для дизелей. Задача состоит в том, чтобы к концу пятилетки обеспечить такими вкладышами потребности производственных объединений КамАЗ и Автодизель.

Ливенский автоагрегатный завод должен закончить монтаж оборудования и начать изготовление эффективных воздушных, масляных и топливных фильтров для дизелей КамАЗ и ЯМЗ, а также для восьмицилиндровых двигателей ЗИЛ и ЗМЗ.

Для более полного использования научно-технических достижений, проведения единой технической политики в области унификации и специализации производства массовых деталей и агрегатов двигателей расширяется конструкторско-экспериментальная база специализированных производств. Создаются и укрепляются головные специализированные конструкторско-технологические бюро (ГСКТБ) по поршневым кольцам на Мичурином заводе имени Ленина, по фильтрам — на Ливенском автоагрегатном заводе, по антиокисным устройствам — на Димитровградском автоагрегатном заводе им. 50-летия СССР.

Принимаются меры по дальнейшему расширению и оснащению современным испытательным оборудованием экспериментальных баз на Ярославском, Заволжском им. 50-летия СССР и Мелитопольском моторных заводах, на Московском карбюраторном заводе и Ленинградском карбюраторно-арматурном заводе имени Куйбышева и в НАМИ.

Для этого потребуются спроектировать и организовать силами ГКИИавтопрома и предприятий Министерства автомобильной промышленности разработку и создание специального оборудования, в частности, стендов для производственного контроля, испытаний и регулировки карбюраторов, стендов с беговыми барабанами, комплексов для автоматизации стендовых испытаний.

Эффективность намеченных мероприятий по повышению тех-

нического уровня двигателей во многом зависит от качества комплектующих изделий и материалов, получаемых у предприятий смежных отраслей промышленности, а также от уровня технической эксплуатации и ремонта автомобилей.

Объединения и научно-исследовательские институты должны усилить работу с предприятиями Министерства нефтехимической промышленности по обеспечению двигателей высококачественными топливами и маслами, долговечными резинотехническими изделиями.

С Министерством черной металлургии необходимо согласовать объемы поставок высококачественных сталей для коленчатых валов дизелей, природно-легированных чугунов и ферросилиция с ограниченным содержанием хрома.

Опыт показывает, что те объединения, которые укрепляют связи с эксплуатацией, добиваются лучших результатов в обеспечении надежности автомобильной техники. Следует всемерно распространять почин производственных объединений «ЗИЛ», БелАвтоМАЗ и Автодизель, а также НАМИ, заключивших договоры о научно-техническом сотрудничестве с Главмосавотрансом, направленные на повышение ресурса автомобилей и двигателей, изучать опыт Камского автозавода, организовавшего у себя капитальный ремонт силовых агрегатов на индустриальной основе.

На отраслевом совещании в г. Набережные Челны были обсуждены и приняты конкретные мероприятия по повышению технического уровня двигателей в десятой и одиннадцатой пятилетках. Эти мероприятия должны быть руководством к действию для коллективов всех предприятий отрасли, выпускающих двигатели и комплектующие изделия к ним.

УДК 629.113:621.43.038.771

Воздухоочиститель с картонным фильтрующим элементом для полноприводного легкового автомобиля

И. Г. РУЗАЕВ, А. Е. ЗАБРЯНСКИЙ

НАМИ

В СВЯЗИ с тем, что полноприводные легковые автомобили предназначены для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях, в частности при повышенной запыленности воздуха, к воздухоочистителям таких автомобилей предъявляются повышенные требования как с точки зрения степени очистки воздуха, так и времени работы воздухоочистителей до технического обслуживания.

Например, к воздухоочистителям для полноприводного автомобиля с четырехцилиндровым рядным карбюраторным двигателем ($V_h=2,445$ л; $N_e=75$ л.с. при $n=4000$ об/мин) предъявляются следующие требования: сопротивление чистого воздухоочистителя Δp при максимальном расходе воздуха 240 м³/ч не более 240 мм вод. ст.; коэффициент пропуска пыли ϵ при запыленности воздуха на входе воздухоочистителя $1,5$ г/м³ при максимальном расходе воздуха не более $1,2\%$; продолжительность работы τ_p до предельного сопротивления 500 мм вод. ст. при запыленности воздуха $1,5$ г/м³ не менее 6 ч.

В настоящее время в отечественном автомобилестроении благодаря высокой эффективности очистки воздуха от пыли, низкому начальному аэродинамическому сопротивлению и широкому компоновочным возможностям все более широкое применение находят воздухоочистители с картонными фильтрующими элементами. Поэтому для полноприводного автомобиля был принят к разработке воздухоочиститель с картонными фильтрующими элементами.

Эффективность очистки воздуха от пыли картонными фильтрующими элементами практически не зависит от расхода воздуха и режима работы двигателя. Исследованиями НАМИ [1] установлено, что коэффициент пропуска пыли для воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами при испытаниях на безмоторном стенде по методике ГОСТ 8002—74 обычно не превышает $0,8$ — 1% . Очистка воздуха осуществляется в две стадии. В начальный период работы фильтрация воздуха происходит в слое фильтровального картона, а затем по мере накопления частиц пыли и образования пылевого слоя фильтрация воздуха осуществляется в основном этим слоем. При образовании на поверхности картона пылевого слоя, равного 10 — 20 г/м², коэффициент пропуска пыли снижается до десятых долей процента, а затем уменьшается до сотых и тысячных долей процента. Сопротивление фильтровальных картонов линейно зависит от скорости фильтрации (воздушной нагрузки) и подсчитывается по выражению [2]

$$\Delta p = \Delta p_{ст} \frac{v_{\phi}}{v_{ст}}, \quad (1)$$

где $\Delta p_{ст}$ — сопротивление фильтровального картона при стандартной скорости фильтрации;
 v_{ϕ} — заданная скорость фильтрации;
 $v_{ст}$ — стандартная скорость фильтрации.

Следовательно, зная номинальный часовой расход воздуха, потребляемый двигателем, и поверхность картонной фильтрующей шторы, по формуле (1) можно определить сопротивление фильтрующей шторы. Фильтрующая поверхность картонной шторы зависит от воздушной нагрузки на картон и подсчитывается по выражению

$$F = Q_n / w, \quad (2)$$

где Q_n — номинальный часовой расход воздуха;
 w — воздушная нагрузка на картонную фильтрующую штору.

Воздушная нагрузка на картон для полноприводных автомобилей при максимальном расходе воздуха, потребляемого двигателем, обычно составляет 100 — 150 м³/(ч·м²). В связи с указанным и с учетом габаритных размеров воздухоочистителя воздушная нагрузка на фильтровальный картон для воздухоочистителя полноприводного легкового автомобиля была установлена равной 110 м³/(ч·м²), т. е. полезная площадь фильтрации фильтрующего элемента равна $2,18$ м².

Продолжительность работы воздухоочистителей с картонными фильтрующими элементами пропорциональна их пылеемкости и определяется по уравнению

$$\tau_p = \frac{G_3}{\varphi_1 0,8 Q_{в, \max}}, \quad (3)$$

где G_3 — масса пыли, задержанной воздухоочистителем до достижения предельно допустимого сопротивления;
 φ_1 — запыленность воздуха;
 $Q_{в, \max}$ — максимальный часовой расход воздуха на входе в воздухоочиститель.

Масса пыли, задержанной таким воздухоочистителем, пропорциональна удельной пылеемкости картона и подсчитывается по выражению

$$G_3 = g_k F, \quad (4)$$

где g_k — удельная пылеемкость картона.

Тогда

$$\tau_p = \frac{g_k}{0,8 \varphi_1 w_{\max}}. \quad (5)$$

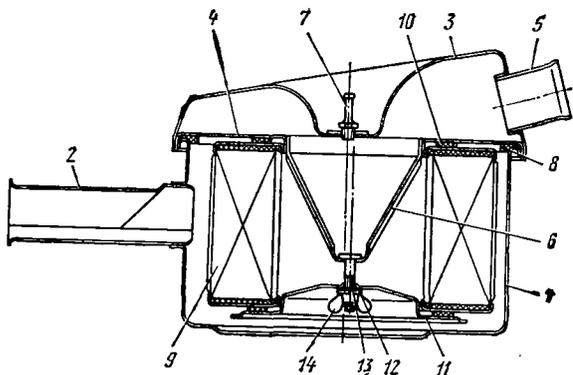


Рис. 1. Воздухоочиститель с картонным фильтрующим элементом: 1 — корпус воздухоочистителя; 2 — входной патрубок; 3 — крышка воздухоочистителя; 4 — обечайка крышки воздухоочистителя; 5 — выходной патрубок; 6 — траверса; 7 — штуцер установки индикатора разрежения; 8 — прокладка крышки воздухоочистителя; 9 — картонный фильтрующий элемент; 10 — прокладка фильтрующего элемента; 11 — держатель фильтрующего элемента; 12 — прокладка; 13 — шайба; 14 — гайка-барашек

Анализ формулы (5) показывает, что для увеличения продолжительности работы воздухоочистителя с картонными фильтрующими элементами до технического обслуживания необходимо осуществлять забор воздуха из зон с меньшей его загрязненностью или применять предварительные ступени очистки воздуха; уменьшать воздушную нагрузку на картон; увеличивать пылеемкость картона.

При этом надо иметь в виду, что уменьшение воздушной нагрузки на картон неизбежно приводит к увеличению габаритов воздухоочистителя.

Удельная пылеемкость картона с уменьшением частиц пыли и увеличением скорости фильтрации (воздушной нагрузки) резко сокращается [2]. Исследованиями НАМИ установлено, что удельная пылеемкость картона изменяется линейно в зависимости от коэффициента пропускания первой ступени и скорости фильтрации в диапазоне воздушных нагрузок 80—200 м³/(ч·м²) и подсчитывается по эмпирическому выражению

$$g_k = (1,00 - 1,31 v_{\phi}) \Delta p - f v_{\phi} + c, \quad (6)$$

где f и c — коэффициенты, зависящие от коэффициента пропускания пыли первой ступени воздухоочистителя.

При коэффициенте пропускания пыли первой ступени, равном 100%, т. е. при одноступенчатом воздухоочистителе, коэффициенты f и c равны соответственно 3000 и 205. Для выбранной воздушной нагрузки $w_{\max} = 110 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ ($v_{\phi} = 0,0244 \text{ м/с}$) расчетная удельная пылеемкость картона составит 762,2 г/м². Подставив это значение пылеемкости в формулу (5), получим, что расчетное время работы воздухоочистителя в данных условиях составит $\tau_p = 5,8 \text{ ч}$. Приведенные расчеты показывают, что при выбранной воздушной нагрузке будут выполнены требования, предъявленные к показателям работы воздухоочистителя.

Изготовленные для исследований фильтрующие элементы имели следующие габаритные и конструктивные размеры:

Диаметр в мм:	
наружный	256
внутренний	128
Высота в мм	144
Высота гофра фильтрующей шторы в мм	55
Число гофров	150
Фильтрующая поверхность в м ²	2,18

Торцы фильтрующей шторы устанавливались в металлические крышки и герметизировались в них с помощью клея на основе эпоксидной смолы. Конструкция разработанного воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом показана на рис. 1.

Воздухоочиститель устанавливается в подкапотном пространстве на правом брызговики автомобиля и прикрепляется к нему с помощью трех болтов и дополнительного кронштейна. Стендовые безмоторные испытания опытных воздухоочистителей проводились по методике, изложенной в ГОСТ 8002—74 [3].

Результаты стендовых испытаний опытного воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом (рис. 2 и 3) свидетельствуют, что он имеет следующие показатели работы:

Сопrotивление воздухоочистителя при номинальном расходе воздуха 240 м³/ч в мм вод. ст.:

без переходного патрубка карбюратора	75
с переходным патрубком карбюратора	217
Сопrotивление фильтрующего элемента в мм вод. ст.	16
Коэффициент пропускания пыли в диапазоне расходов 48—240 м ³ /ч в %	0,29—0,34
Продолжительность работы до предельного сопротивления 500 мм вод. ст. при загрязненности воздуха на входе 1,5 г/м ³ в ч	8,3

Удельная пылеемкость картона при этом составила 785 г/м², что указывает на хорошую сходимость результатов расчета (762,2 г/м²) и эксперимента (относительная ошибка в пределах 3%). Несколько большее время работы воздухоочистителя при стендовых испытаниях объясняется тем, что некоторое количество пыли неизбежно осажается на его корпусных деталях. Таким образом, показатели работы воздухоочистителя полностью отвечают требованиям технического задания.

Окончательная оценка воздухоочистителя согласно ГОСТ 8002—74 проводилась по результатам сравнительных эксплуатационных испытаний опытных и серийных воздухоочистителей на полноприводных автомобилях. Эти испытания проведены на грунтовых дорогах в условиях повышенной загрязненности воздуха. Целью испытаний было: определение эффективности защиты цилиндрической группы двигателей от абразивного износа; предварительная оценка механической прочности и безотказности опытных воздухоочистителей; определение периодичности обслуживания опытных воздухоочистителей.

Износ гильз цилиндров двигателей определяли методом вырезанных лунок по ГОСТ 17534—72. Интенсивность изнашивания гильз цилиндров двигателя оценивали по максимальной величине их диаметрального износа, осредненной по всему двигателю и отнесенной к 1000 км общего пробега автомобиля. Перед началом дорожных испытаний и после их окончания воздухоочистители подвергли стендовым безмоторным испытаниям.

Показатели работы серийного инерционно-масляного воздухоочистителя приведены в табл. 1.

Таблица 1

Показатели	До дорожных испытаний	После дорожных испытаний
Количество масла в г	70	70
Сопrotивление $\Delta p_{\text{пр}}$ при $Q_{\text{в, max}}$ в мм вод. ст.	104	107
Коэффициент пропускания пыли в % при:		
$Q_{\text{в, max}}$	2,49	2,92
$0,2 Q_{\text{в, max}}$	7,20	8,60
Продолжительность работы до сопротивления 500 мм вод. ст. в ч при:		
$\varphi_1 = 0,4 \text{ г/м}^3$	2,50	2,40
$\varphi_1 = 1,5 \text{ г/м}^3$	0,67*	0,64*

* Расчетные данные.

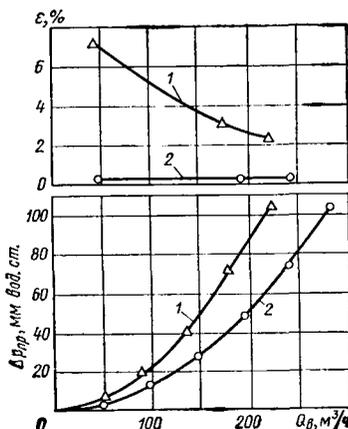


Рис. 2. Зависимость коэффициента пропускания пыли k и сопротивления $\Delta p_{\text{пр}}$ от расхода воздуха $Q_{\text{в}}$: 1 — инерционно-масляный воздухоочиститель; 2 — воздухоочиститель с картонным фильтрующим элементом

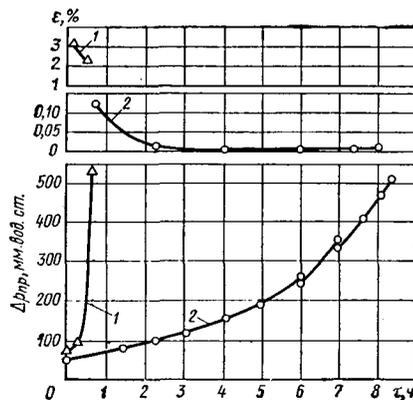


Рис. 3. Зависимость сопротивления и коэффициента пропускания пыли от времени работы воздухоочистителя τ : 1 — инерционно-масляный воздухоочиститель с картонным фильтрующим элементом (расход воздуха 176 м³/ч, т. е. $0,8 Q_{\text{в, max}}$); 2 — воздухоочиститель с картонным элементом (расход воздуха 192 м³/ч, т. е. $0,8 Q_{\text{в, max}}$)

Анализируя результаты стендовых безмоторных испытаний инерционно-масляного воздухоочистителя, необходимо отметить некоторое изменение показателей его работы, которое можно объяснить тем, что часть задержанной воздухоочистителем пыли осела в капроновых набивках и ее не удалось удалить из них многократным промыванием воздухоочистителя.

Инерционно-масляный воздухоочиститель имеет довольно низкие показатели как по очистке воздуха от пыли, так и по продолжительности работы.

Дорожные испытания воздухоочистителей на автомобилях проводили на пыльных грунтовых дорогах в сухую погоду. Автомобили двигались в колонне, периодически меняясь местами. Пробеги автомобилей до обслуживания инерционно-масляных воздухоочистителей в этих условиях эксплуатации составляют 1200—1500 км.

Чтобы определить момент технического обслуживания опытного воздухоочистителя, последний был оборудован индикатором разрежения, установленным в кабине автомобиля. Индикатор срабатывает при разрежении 375 мм вод. ст. За время дорожных испытаний индикатор разрежения не сработал, поэтому обслуживание опытного воздухоочистителя не проводилось.

Оценивая режим движения автомобилей в дорожных условиях (табл. 2), приходим к выводу, что в среднем по дорогам

Таблица 2

Показатели	Автомобиль с инерционно-масляным воздухоочистителем	Автомобиль с опытным воздухоочистителем
Пробег автомобилей за время испытаний в км.		
общий	13 327	11 429
по грунтовым дорогам	9 298	9 061
в условиях высокой запыленности воздуха	4 752	4 627
Интенсивность изнашивания в мкм/1000 км	4,50	1,98

с твердым покрытием автомобиля прошли 25% общего пробега, а по сухим грунтовым дорогам 75%. В условиях высокой запыленности воздуха, т. е. когда автомобили были ведомыми в паре на грунтовых дорогах, пробег каждого автомобиля составлял в среднем 38% общего пробега.

Абсолютные диаметральные износы гильз цилиндров за пробеги оказались достаточными для надежного определения интенсивности их изнашивания.

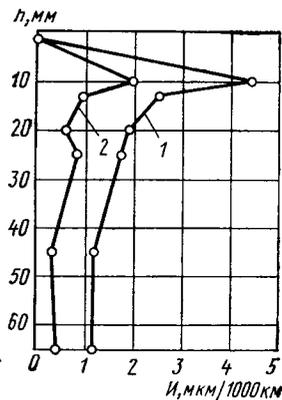
Максимальные износы (рис. 4) получены в верхнем поясе цилиндров двигателя, что свидетельствует об абразивном характере изнашивания гильз цилиндров двигателей. Интенсивность изнашивания гильз цилиндров двигателя при работе с опытным воздухоочистителем в 2,27 раза меньше, чем с инерционно-масляным. После окончания дорожных испытаний фильтрующие элементы были подвергнуты стендовым безмоторным испытаниям. За время дорожных испытаний в опытный воздухоочиститель поступило 183,5 г пыли, задержано фильтрующим элементом 112,5 г.

Сопrotивление воздухоочистителя с фильтрующим элементом, прошедшим дорожные испытания, при расходе воздуха 240 м³/ч составило 93 мм вод. ст., т. е. увеличилось всего на 18 мм вод. ст.

Коэффициент пропуска пыли воздухоочистителя составил 0,082%. Полученные данные подтверждают одно из положительных качеств опытных воздухоочистителей — значительное снижение коэффициента пропуска пыли через некоторое время эксплуатации, что обеспечивает высокую эффективность защиты деталей двигателя от абразивного изнашивания.

Если принять, что дисперсность дорожной и испытательной пыли одинакова, то продолжительность работы воздухоочистителя при стендовых безмоторных испытаниях, соответствующая

Рис. 4. Эпюры интенсивности изнашивания I гильз цилиндров двигателей (обозначения те же, что на рис. 2): h — расстояние от верхнего торца гильзы цилиндра



пробегу автомобиля за время дорожных испытаний, может быть подсчитана по формуле

$$\tau_d = \frac{G_{\text{п1}}}{0,8Q_{\text{в, max}} \varphi_1}, \quad (7)$$

где τ_d — продолжительность работы воздухоочистителя на стенде, соответствующая пробегу автомобиля за период испытаний;

$G_{\text{п1}}$ — масса пыли, задержанной воздухоочистителем за время дорожных испытаний.

Следовательно,

$$\tau_d = \frac{183,5}{0,8 \cdot 240 \cdot 1,5} = 0,637 \text{ ч.}$$

Продолжительность работы воздухоочистителя при стендовых испытаниях равна 8,3 ч, следовательно, за период дорожных испытаний ресурс воздухоочистителя был использован всего лишь на 7,67%.

Пробег воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом в условиях повышенной запыленности воздуха составил 4627 км.

Следовательно, в этих условиях эксплуатации, т. е. при повышенной запыленности воздуха, ориентировочный пробег до обслуживания воздухоочистителя

$$L'_\phi = \frac{4627}{0,0767} = 60\,326 \text{ км.}$$

Таким образом, значительное увеличение пробега автомобиля до обслуживания воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом по сравнению с инерционно-масляным (60326 км вместо 1200—1500 км) позволит резко снизить трудовые затраты и материальные ресурсы на их обслуживание.

Ввиду того, что при эксплуатации автомобилей запыленность поступающего в воздухоочиститель воздуха меняется в широких пределах, для проведения обслуживания воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом в технически обоснованные сроки их следует комплектовать индикаторами разрежения.

Итак, применение воздухоочистителей с картонным фильтрующим элементом на полноприводных легковых автомобилях обеспечивает: снижение трудовых затрат и материальных ресурсов на их обслуживание; значительное повышение долговечности деталей цилиндрико-поршневой группы двигателей; снижение трудоемкости и расхода запасных частей на ремонт двигателей; снижение простоев автомобилей из-за обслуживания воздухоочистителей и ремонта двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Современные автомобильные воздухоочистители/М. С. Кореньев, А. Е. Забрянский, И. А. Кулясова и др. М., НИИНавтопром, 1972.
2. Рузаев И. Г. Выбор оптимальных параметров сменных картонных фильтрующих элементов воздухоочистителей легковых автомобилей. — В сб.: Автомобилестроение, № 4. М., НИИНавтопром, 1971.
3. ГОСТ 8002—74. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Воздухоочистители. Методы стендовых безмоторных испытаний. М., Изд-во стандартов, 1975.

К оценке жесткости юбки поршня

Канд. техн. наук И. М. ЦОЙ

Научно-производственное объединение «Узавтотранстехника» Минавтотранспорта УзССР

К ПОРШНЯМ автомобильных двигателей прежде всего предъявляются требования надежности их работы в сочетании с высокой долговечностью. Установление критериев оценки юбок поршней по их жесткости позволит проводить сравнения конструктивных решений и выбирать оптимальный вариант, обеспечивающий увеличение надежности этой детали.

Чтобы оценить жесткость юбки поршня, необходимо определить ее деформацию. Для этой цели создано устройство, при разработке которого был учтен опыт НАМИ. С помощью этого устройства деформация юбки поршня определяется при статической нагрузке, имитирующей боковое составляющее усилие, которое возникает во время работы двигателя.

Для нагружения поршня боковой нагрузкой N использовали гидравлическую машину ЦД-10 с ценой деления 0,5 кгс. Во всех случаях для испытуемых поршней двигателей ЗМЗ было принято усилие $N=350$ кгс, близкое к расчетному. Деформацию юбки поршня измеряли индикатором с ценой деления 0,01 мм. По данным измерений построены характеристики юбок поршней с продольной прорезью и без нее (рис. 1 и 2). Характерной особенностью деформации поршней двигателей ЗМЗ является четко выраженная седлообразность и повышенная деформация нижней части юбки.

Для оценки и сравнительной характеристики деформации юбки поршня в зависимости от усилия N введем показатели податливости $\epsilon = D/N$ и ее неравномерности по образующей $\mu = \epsilon_2/\epsilon_1$ (D — деформация юбки поршня по поясам измерения в мм; ϵ_1, ϵ_2 — показатели податливости соответственно в верхней и нижнем поясах измерений юбки). Значения ϵ и μ вычислены по данным испытаний специально отобранных 40 поршней (см. таблицу).

ты деталей цилиндра-поршневой группы. Это связано с увеличением жесткости юбки, что способствует стабильности заданной ее геометрии во время работы двигателя и, как следствие, улучшению условий работы поршневых колец, гильз и поршней.

Рассмотрим возможное расположение поршня в гильзе цилиндра при деформации юбки под действием силы N (рис. 3). Под действием этой силы, передающейся через бобышки поршня на юбку, последняя деформируется по всей длине неравномерно в зависимости от жесткости отдельных ее элементов, что подтверждается следами приработки после обкатки и натурными испытаниями юбки поршня на жесткость (рис. 1, 2 и 3, а). Образующая юбки поршня в верхней и нижней ее частях имеет деформации D_1 в точке C и D_2 в точке B . За счет деформации образующая юбки поршня переместится к гильзе соответственно в верхней и нижней ее частях на величины D_1 и D_2 , причем нижняя часть юбки переместится больше (на $\Delta D = AB$), чем ее верхняя часть ($\Delta D = D_2 - D_1$). Это перемещение при работе двигателя приведет к отклонению образующей юбки на угол α и к повороту вертикальной оси поршня и горизонтальной оси канавки под верхнее поршневое кольцо относительно оси цилиндра соответственно на углы α_1 и α_2 .

Чтобы доказать, что $\alpha = \alpha_1 = \alpha_2$, рассмотрим треугольники ABC , abc и A_1B_1b , построенные соответственно векторами деформации юбки и смещения осей поршня и канавки под верхнее поршневое кольцо на длинах l, l_1 и $l_n = A_1b$.

Из подобия треугольников следует, что

$$AB/AC = ab/ac = A_1B_1/A_1b. \quad (1)$$

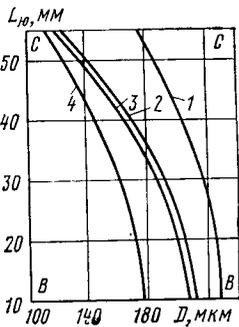


Рис. 1. Характер деформации D юбки поршня по ее образующей L_0 при нагрузке $N=350$ кгс: 1, 2 — соответственно на ненагруженной и нагруженной стороне юбки поршня с продольной прорезью; 3, 4 — на ненагруженной и нагруженной стороне юбки поршня без прорези

От величины показателя ϵ_2 существенно зависит прочность юбки поршня. Стендовые испытания на надежность 11 двигателей ЗМЗ в течение 100—300 ч показали, что при $\epsilon_2 \geq 0,65$ вероятность появления трещин на юбках поршней возрастает. Кроме того, при $\epsilon_2 > 0,65$ и $\mu > 2,3$ интенсивность износа канавок поршней под компрессионные кольца и самих колец в 1,3—3 раза выше, чем при $\epsilon_2 \leq 0,5$ и $\mu \leq 2$. Во всех случаях при $\epsilon_2 > 0,65$ и диаметре головки поршня более 91,38 мм (допуск по чертежу $91,45^{+0,14}$ мм) отмечаются случаи задевания головки поршня о поверхность гильзы цилиндра, при этом возникает стук в деталях цилиндра-поршневой группы, появляются натирки или задирки.

Уменьшение показателей податливости юбки поршня и ее неравномерности по образующей позволит значительно повысить надежность работы

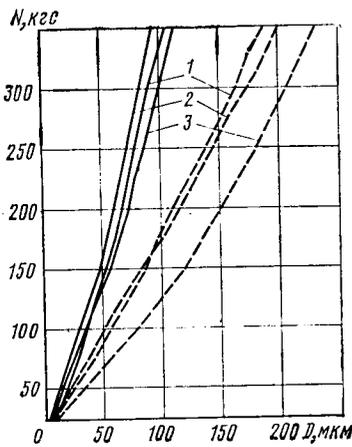


Рис. 2. Характер деформации D юбки поршня в верхнем (сплошные линии) и нижнем (штриховые линии) поясах юбки с нагруженной стороны в зависимости от нагрузки N : 1 — поршень без прорези; 2 — поршень с термовставкой; 3 — поршень с продольной прорезью

Без существенной погрешности можно принять

$$A_1b = R_r + \Delta r_{\text{к}} = D_{\text{ц}}/2,$$

где $2R_r$ — диаметр головки поршня;

$\Delta r_{\text{к}}$ — выступающая из поршневой канавки ширина наружной части кольца;

$D_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра ($D_{\text{ц}}=92$ мм для двигателя ЗМЗ).

Величина $A_1B_1=H$ является отклонением оси канавки под поршневое кольцо вследствие деформации юбки поршня относительно оси цилиндра. Это отклонение вызывает вредное явление при работе двигателя, проявляющееся так же, как при непараллельности торцовых поверхностей канавки под поршневые кольца [1].

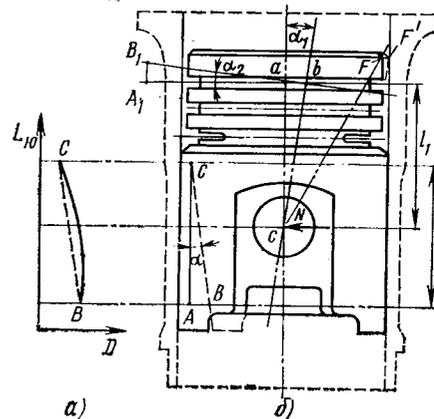


Рис. 3. Характер деформации юбки поршня (а) и положение поршня в цилиндре (б)

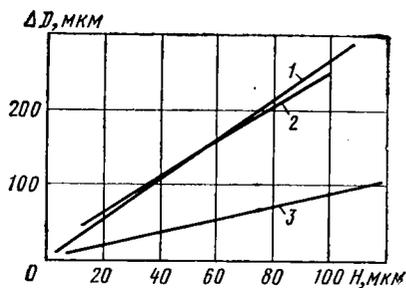


Рис. 4. Зависимость отклонения H оси канавки под поршневое кольцо от величины ΔD :

1 — теоретическое значение; 2 — экспериментальное значение на длине $l_{\mu}=15$ мм; 3 — теоретическое значение на длине $D_{\mu}/2=46$ мм

Из соотношения (1) найдем величину $H=A_1B_1$:

$$A_1B_1 = (AB \cdot A_1b) / AC = (\Delta D \cdot D_{\mu}) / 2l. \quad (2)$$

Из выражения (2) следует, что для двигателя одной модели величина отклонения канавки под поршневое кольцо прямо пропорциональна приращению ΔD деформации юбки поршня.

Согласно работе [2] непараллельность торцовых поверхностей канавки поршня под поршневое кольцо проверяется на длине $A_1b=15$ мм.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований величины отклонений H канавки при статическом нагружении в зависимости от значения ΔD (на длине юбки $l=40-45$ мм) приведены на рис. 4. Теоретические расчеты проведены по формуле (2). Незначительное расхождение теоретических и экспериментальных результатов объясняется погрешностью измерительных инструментов и приспособлений. В работающем двигателе при динамическом нагружении величины деформации D юбки поршня и показатели неравномерности μ будут больше, чем при статическом нагружении.

Выражение (2) и результаты эксперимента показывают, что отклонение канавки поршня в зависимости от его движения вверх или вниз будет соответственно менять направление уклона.

Повышенная деформация юбки приводит к задеванию головки поршня о поверхность гильзы цилиндра, что вызывает повышенную шумность цилиндра-поршневой группы двигателя. Задевание головки поршня чаще всего наблюдается на ее кромках в точке F (см. рис. 3, б), что подтверждено анализом более 40 двигателей ЗМЗ. Основными причинами задевания являются недостаточный зазор между головкой поршня и гильзой цилиндра, повышенный зазор в сопряжении юбка поршня — гильза цилиндра при их деформации и погрешность взаимного расположения кривошипно-шатунного механизма. В случае повышенной деформации юбки поршня дополнительную величину смещения головки поршня в местах ее задевания (в точке F) находят по формуле

$$\overline{FF'} = \alpha R = (\Delta D / l) c \overline{F}, \quad (3)$$

где α — угол поворота оси поршня (за счет деформации его юбки) вокруг оси пальца в точке c ;

$\overline{FF'}$ — смещение точки F при деформации юбки поршня;
 $R = c \overline{F}$ — расстояние от оси пальца в точке c до кромки поршня в точке F .

Из выражения (3) следует, что величина смещения $\overline{FF'}$ прямо пропорциональна значениям деформации ΔD и длины R (геометрического параметра поршня):

$$R = \sqrt{l_r^2 + R_r^2},$$

где l_r — высота головки поршня от оси пальца;

R_r — радиус головки поршня.

Таким образом, при увеличении деформации D юбки поршня и показателя неравномерности μ на работающем двигателе всегда проявляются отклонения его канавок под поршневые кольца относительно оси цилиндра. Это приводит, по данным работы [1], к появлению трещины на юбке поршней, задеванию их головок, увеличенному износу канавки под кольца и самих колец по высоте, повышенному расходу масла, появлению натиров и задиров у деталей цилиндра-поршневой группы. Эти отрицательные явления — следствие увеличения при повышенной деформации юбки поршня вероятности проявления всех технологических погрешностей изготовления поршневых колец: трещин, острых и неровных поверхностей кромки хромированных колец; незаправленных или плохо заправленных фасок на замках колец и отсутствия внутренних фасок на поршневых кольцах.

По результатам стендовых испытаний на надежность 11 двигателей ЗМЗ в течение 100—300 ч выявлено, что основной причиной увеличения податливости ($\epsilon_2 > 0,6$) поршней и показателя неравномерности ($\mu > 2,3$) являются увеличение разности толщин их юбки более 0,4 и недостаточная жесткость в переходных местах от бобышки к нижней части юбки поршня.

Результаты испытаний свидетельствуют, что продольные прорезы на юбке снижают жесткость в нижнем ее поясе на 8—12% по сравнению с поршнем без прореза. У поршней с термовставкой, предназначенной для компенсации терморасширения в верхней зоне, жесткость в верхнем поясе юбки на 5—10% выше, чем у поршней с продольной прорезью. Недостаточную жесткость в нижнем поясе юбки можно объяснить тем, что в зоне перехода бобышки стенка тоньше на 1—1,5 мм по сравнению со стандартными поршнями. Поэтому у них показатель неравномерности μ колеблется от 2,0 до 2,8, тогда как у стандартных поршней $\mu = 1,9 \div 2,6$. Увеличение жесткости в нижнем поясе юбки поршня — резерв повышения надежности работы цилиндра-поршневой группы форсированных автомобильных двигателей.

Определение оптимального или рационального значения податливостей юбки поршней в зависимости от модели двигателя и степени его форсированности является предметом дальнейших исследований.

Предложенные критерии оценки жесткости юбки поршня могут быть использованы при доводке поршней двигателей разных моделей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энглич К. Поршневые кольца. М., Машгиз, 1962, Т. 1; 1963, Т. 2.
2. ГОСТ 865—68. Поршни алюминиевые автомобильных двигателей.



О влиянии работы дизеля на нагруженность трансмиссии автомобиля

Канд. техн. наук О. В. СОКОЛОВ
 НАМИ

ПО СРАВНЕНИЮ с карбюраторным двигателем дизель имеет большую величину максимального давления в цилиндрах при сгорании топлива, больший темп нарастания давления в цилиндрах (жесткость), большую массу поршней, шатунов и других деталей кривошипно-шатунного механизма. Поэтому отдельные гармонические составляющие крутящего момента дизеля характеризуются большими амплитудами, чем

аналогичные гармоники карбюраторного двигателя. Следовательно, вероятность возникновения опасных резонансных явлений в трансмиссии автомобиля с дизелем выше, чем у автомобиля с карбюраторным двигателем.

Для сглаживания колебаний эффективного крутящего момента в дизелях обычно используются маховики с большими моментами инерции, чем у карбюраторных двигателей анало-

гичной мощности. В связи с этим способность дизеля к возбуждению крутильных колебаний снижается, однако возрастает величина отдельных пиковых инерционных нагрузок на трансмиссию автомобиля при неустановившихся фазах движения.

В НАМИ были проведены тензометрические измерения крутящего момента, передаваемого трансмиссией грузового автомобиля типа 4X2 при работе с дизелем и карбюраторным двигателем. Эти исследования позволили выявить некоторые характерные тенденции в изменении нагруженности трансмиссии при замене карбюраторного двигателя дизелем.

Влияние дизеля на нагруженность трансмиссии (с точки зрения усталостной прочности) оценивали на основе амплитудно-частотного анализа высокочастотных периодических колебаний крутящего момента на фазах интенсивного разгона.

При анализе статической прочности нагруженности трансмиссии характеризовалась с помощью статистических рядов распределения одних только максимальных пиковых значений крутящего момента, возникающих при трогании автомобиля с места и переключении передач.

Условия проведения дорожных измерений были следующие. 1. Испытания проводились на грузовом автомобиле типа 4X2 с четырехступенчатой коробкой передач. Полная масса автомобиля в груженом состоянии составляла 7400 кг. Все его механизмы при проведении измерений соответствовали техническим условиям на полностью исправный автомобиль.

2. Для оценки степени влияния работы дизеля на нагруженность отдельных элементов трансмиссии и определения взаимосвязи амплитудных и частотных характеристик колебательных процессов, действующих на ее различных участках, одновременно проводили измерения колебаний крутящего момента на первичном валу коробки передач, на промежуточном карданном валу и на правой полуоси.

3. Чтобы обеспечить сопоставимость результатов измерений нагруженности трансмиссии автомобиля с дизелем и карбюраторным двигателем, все испытания проводились на динамометрической дороге автополигона, имеющей ровное цементобетонное покрытие в хорошем состоянии.

4. Нагрузочные колебательные процессы в обоих случаях регистрировали на следующих фазах движения:

разгон при полной подаче топлива (трогание с первой передачи) с последовательным переключением передач до выхода на прямую передачу, торможение двигателем (без использования ножного или ручного тормоза) при последовательном переключении передач от четвертой до второй включительно;

разгон на второй передаче при полной подаче топлива от минимально устойчивой скорости движения до максимально допустимой по частоте вращения коленчатого вала двигателя на этой передаче;

разгон на третьей передаче при полной подаче топлива от минимально устойчивой скорости до максимально допустимой; разгон на четвертой передаче при полной подаче топлива от минимальной скорости до максимально возможной.

5. Колебательные процессы и необходимые для их анализа данные регистрировались при помощи тензометрической аппаратуры, токосъемников ртутно-амальгамного типа, специальных датчиков и контактных устройств.

Основные технические данные двигателей, использовавшихся при испытаниях, приведены в таблице.

Параметры	Дизель	Карбюраторный двигатель
Число тактов	4	4
Число цилиндров	6	8
Расположение цилиндров	V-образное	V-образное
Угол развала между цилиндрами в град	60	90
Характер смесеобразования	Непосредственный впрыск с двойным завихрением воздуха и объемным смесеобразованием	Карбюраторное смесеобразование
Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности в об/мин	3000	3200
Максимальный крутящий момент в кгс·м	28	29
Максимальная мощность в л.с.	110	115
Степень сжатия	16,5	6,7
Рабочий объем в л	4,95	4,25
Порядок работы цилиндров	1-4-3-6-2-5	1-5-4-2-6-3-7-8
Момент инерции маховика в сборе с нажимным диском сцепления в кг·м ²	0,97	0,43
Скорость нарастания давления в цилиндре в кгс/(см ² ·град)	8	—

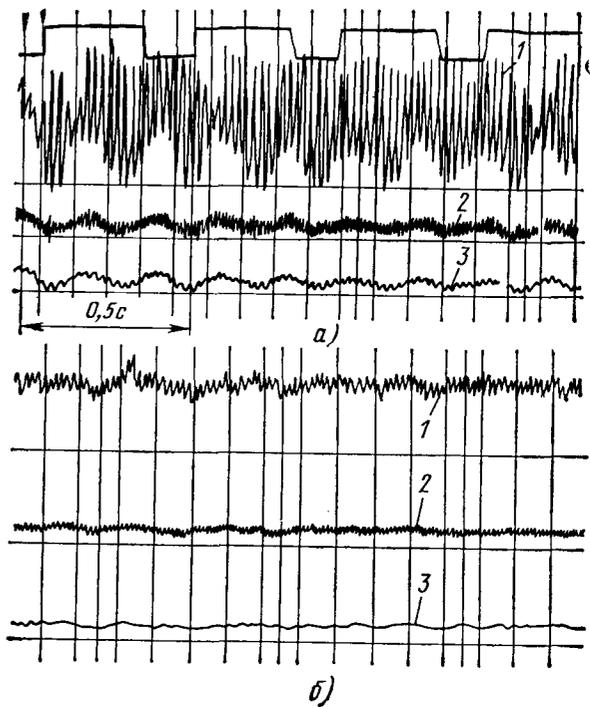


Рис. 1. Колебания крутящего момента в трансмиссии автомобиля с дизелем (а) и карбюраторным двигателем (б) при разгоне на прямой передаче:

1 — на первичном валу коробки передач; 2 — на карданном валу; 3 — на полуоси

При оценке влияния работы дизеля на нагруженность трансмиссии автомобиля было получено, обработано и проанализировано 320 м осциллограмм с записью нагрузочных колебательных процессов на фазах неустановившегося движения. Некоторые характерные кадры этих осциллограмм представлены на рис. 1 и 2.

Форсированные разгоны автомобилей с последовательным переключением передач выполнялись с многократным повторением. Это позволило получить статистические закономерности распределения максимальных пиковых значений крутя-

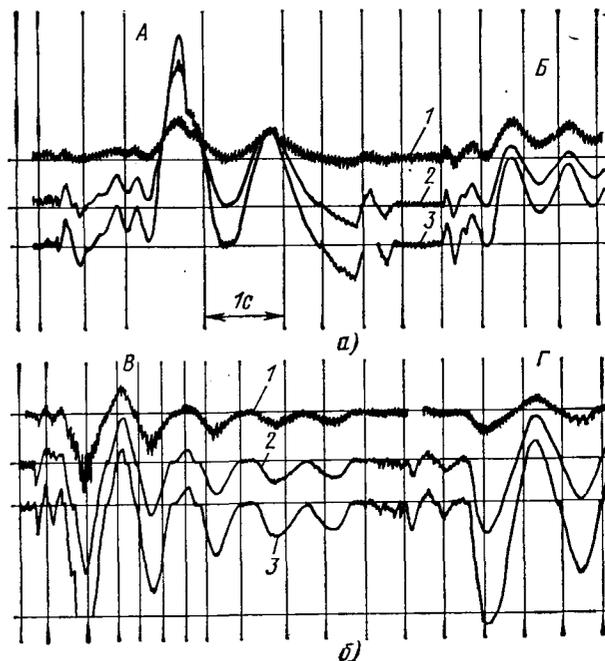


Рис. 2. Колебания крутящего момента в трансмиссии автомобиля с дизелем (а) и карбюраторным двигателем (б) при трогании с места и переключении передач:

А — трогание на первой передаче; Б, В, Г — переключение соответственно с первой передачи на вторую, с третьей на вторую и со второй на первую; 1 — на первичном валу коробки передач; 2 — на карданном валу; 3 — на полуоси

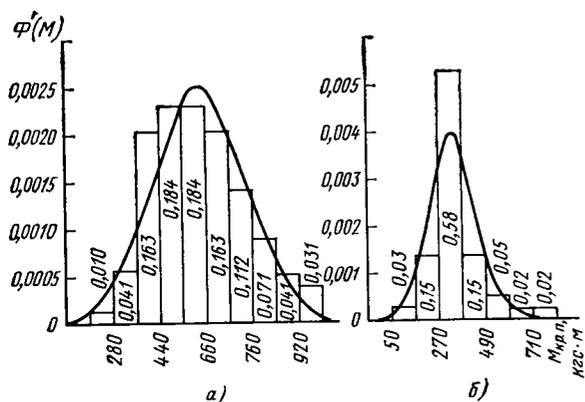


Рис. 3. Закономерности распределения максимальных значений крутящего момента $M_{кр.л}$ на полуоси автомобиля с дизелем (а) и карбюраторным двигателем (б) при переключении с третьей передачи на вторую

щего момента, возникающих при трогании автомобиля с места и переключении передач (рис. 3 и 4).

Анализ экспериментальных данных показал, что в отличие от автомобиля с карбюраторным двигателем в трансмиссии автомобиля с дизелем происходили интенсивные резонансные явления, в результате которых амплитуда высокочастотных колебаний крутящего момента увеличивалась. Так, при разгоне на четвертой (прямой) передаче в диапазоне скорости 30—45 км/ч (см. рис. 1) в трансмиссии автомобиля с дизелем были зарегистрированы высокочастотные крутильные колебания резонансного характера с большой амплитудой. Число этих колебаний на один оборот коленчатого вала двигателя равнялось трем, а их частота 50—80 Гц. Расчет частот свободных крутильных колебаний трансмиссии испытуемого автомобиля показал, что она близка к частоте трехузловой формы (60—70 Гц).

Этот факт свидетельствует о том, что увеличение амплитуды связано с резонансом свободных колебаний трехузловой формы и вынужденных колебаний, вызываемых вспышками топлива в цилиндрах двигателя.

Увеличение амплитуды крутильных колебаний при резонансе значительно повышает нагруженность трансмиссии автомобиля с дизелем.

При движении автомобиля с карбюраторным двигателем на прямой передаче резонансные явления в трансмиссии отсутствовали, а амплитуда крутильных высокочастотных колебаний была мала. Например, на первичном валу коробки передач она не превышала 3 кгс·м, что составляет около 10% среднего уровня крутящего момента, на котором эти высокочастотные колебания происходили; на карданном валу она не превышала 2,5 кгс·м, что составляет всего около 9% среднего уровня крутящего момента; на полуоси высокочастотные колебания практически отсутствовали.

У автомобиля с дизелем при движении на прямой передаче со скоростью 30—45 км/ч амплитуда крутильных высокочастотных колебаний на первичном валу коробки передач за счет резонанса достигала 90% среднего уровня крутящего момента.

Влияние дизеля проявляется и на других участках трансмиссии. Так, амплитуда высокочастотных колебаний крутящего момента на промежуточном карданном валу за счет резонанса при включенной прямой передаче (рис. 1) достигала 40%, а на полуоси 10% среднего уровня крутящего момента.

Дизель значительно влияет на нагруженность трансмиссии также и при разгоне автомобиля на третьей передаче. На этом режиме при скорости 27 км/ч отмечался интенсивный резонанс, причем частота колебаний составляла 75—85 Гц при трех колебаниях на один оборот коленчатого вала двигателя. Таким образом, возбудителем этих колебаний, как и в случае рассмотренного выше резонанса при движении автомобиля на четвертой передаче, является основная мажорная гармоника двигателя.

В трансмиссии автомобиля с карбюраторным двигателем при движении на третьей передаче высокочастотные крутильные колебания не регистрируются.

При разгоне автомобиля с дизелем на третьей передаче амплитуда крутильных высокочастотных колебаний (при практическом равенстве максимальных крутящих моментов, использовавшихся при испытаниях двигателей) достигала на первичном валу коробки передач 14 кгс·м при среднем уровне 26 кгс·м, а на карданном валу 9 кгс·м при среднем уровне 47 кгс·м. Крутильные колебания на полуоси при разгоне на этой передаче практически отсутствовали.

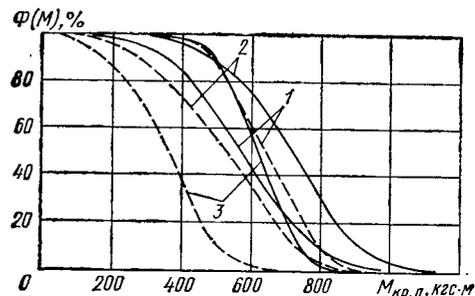


Рис. 4. Интегральные кривые распределения (аппроксимация по закону Гаусса) максимальных значений крутящего момента на полуоси при трогании автомобиля с места и переключении передач (сплошные линии — автомобиль с дизелем, штриховые — автомобиль с карбюраторным двигателем):

1 — трогание на первой передаче; 2, 3 — переключение соответственно со второй передачи на первую и с третьей на вторую

На других исследованных фазах движения (разгон на низших передачах, торможение двигателем и т. д.) существенно различия в характере нагруженности трансмиссии автомобиля с точки зрения усталостной прочности при работе с дизелем и карбюраторным двигателем не отмечено.

Таким образом, дизель повышает мгновенные значения циклических нагрузок трансмиссии грузового автомобиля при разгоне на четвертой передаче до скорости 45 км/ч и при разгоне на третьей передаче до скорости 27 км/ч. При этом было установлено, что степень увеличения нагруженности на различных участках трансмиссии различна. Так, при разгоне на четвертой передаче нагруженность первичного вала коробки передач увеличивалась в 1,75 раза, карданного вала в 1,3 раза, а полуоси в 1,1 раза.

При разгоне автомобиля на третьей передаче нагруженность первичного вала увеличивалась на 20%, а на полуоси увеличения нагруженности не было.

Полученные экспериментальные данные позволили также проанализировать влияние суммарного момента инерции маховика на максимальные пиковые нагрузки в трансмиссии автомобиля, возникающие при его трогании с места и переключении передач. Анализ был выполнен с помощью статистических рядов распределения максимальных значений пиковых крутящих моментов.

На рис. 3 и 4 приведены также статистические закономерности распределения максимальных значений пиковых нагрузок на полуоси автомобиля с дизелем или карбюраторным двигателем при трогании его с места и переключении низших передач (100 переключений). Как видно из представленных на графиках данных, при трогании с места и переключении передач с третьей на вторую и со второй на первую в трансмиссии автомобиля с дизелем, суммарный момент инерции маховика которого в 2,2 раза был больше, чем у автомобиля с карбюраторным двигателем, действуют увеличенные нагрузки. Если при трогании автомобиля с места это увеличение по наиболее вероятному значению составляет всего 3%, то при переключении со второй передачи на первую — 39%, а с третьей на вторую — 68%. В значительной степени дизель влияет и на рассеяние величины максимальных пиковых нагрузок. Например, среднеквадратичное отклонение величины пиковой нагрузки при переключении с третьей передачи на вторую у автомобиля с дизелем было в 1,4 раза больше, чем у автомобиля с карбюраторным двигателем (рис. 3).

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы о характере влияния работы дизеля на нагруженность трансмиссии грузового автомобиля типа 4×2.

Дизель является интенсивным возбудителем крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля. Это объясняется тем, что гармонические составляющие крутящего момента дизеля обладают большей энергией, чем гармоники карбюраторного двигателя.

В случае замены карбюраторного двигателя дизелем в трансмиссии автомобиля резко увеличивается вероятность возникновения резонанса крутильных колебаний. Наиболее вероятен резонанс вынужденных колебаний с частотой вспышек в цилиндрах двигателя (основная мажорная гармоника) и свободных колебаний трехузловой формы.

Интенсивность резонансных явлений на различных участках трансмиссии различна. При резонансе наибольшее увеличение нагрузки (средний уровень крутящего момента плюс амплитуда высокочастотных колебаний) происходит в зоне первичного вала коробки передач, наименьшее — на полуоси.

Дизель за счет больших, чем у карбюраторного двигателя, моментов инерции маховика и кривошипно-шатунного механизма увеличивает максимальные пиковые нагрузки в транс-

миссии автомобиля, возникающие при переключении передач. Наибольшие пиковые нагрузки возникают при переключении со второй передачи на первую и с третьей на вторую.

На максимальные пиковые нагрузки, возникающие при трогании автомобиля, дизель в сравнении с карбюраторным двигателем оказывает ограниченное влияние. Это объясняется тем, что величина пиковой нагрузки в этом случае в основ-

ном определяется темпом включения сцепления, который водитель задает таким образом, чтобы обеспечить плавность трогания.

Дизель требует использования в трансмиссии автомобиля эффективного гасителя крутильных колебаний. В качестве такого гасителя может быть использован демпфер сцепления с углом замыкания 5° и более.

УДК 629.113.012.5

Качественный анализ влияния некоторых факторов на пятнистый износ шин

А. Р. РЯЗАНОВСКИЙ

Московский автомеханический институт

В РАБОТАХ [1 и 2] были рассмотрены вопросы, связанные с пятнистым износом автомобильных шин. В частности, показано, что при выполнении некоторых условий, связывающих геометрические параметры шины (стрелу дуги протектора, средний радиус шины, длину площадки контакта), возникает нестационарный эпюр касательных напряжений в площадке контакта шины с дорогой, следствием которого является неравномерный износ шин. В работе [2] исследовано также влияние формы профиля шины на вид условий, благоприятствующих возникновению нестационарного эпюра касательных напряжений. Однако в этих работах не рассматривались вопросы, связанные с оценкой величины шага пятнистого износа, влиянием упругости на растяжение брекерного пояса и различием между коэффициентами трения на вид нестационарного эпюра касательных напряжений. Вместе с тем в работе [1] рассматривалось прямолинейное качение колеса без углов увода.

Оценим шаг пятнистого износа, влияние на возникновение этого износа углов увода и наличия в площадке контакта одновременно продольных и поперечных касательных напряжений. Очевидно, такое уточнение физических процессов, происходящих в площадке контакта шин с дорогой, поможет более ясно понять причины их пятнистого износа.

Модель шины для изучения износа приведена на рис. 1. На жестком корпусе 1 с помощью окружающих пружин 2 прикреплены упругие на растяжение кольца 3 протектора, по окружностям которых расположены упругие на сдвиг и на изгиб выступы 4 протектора. Сечение шины меридиональной плоскостью считаем бочковидным со стрелой дуги протектора, равной Δ , и шириной беговой дорожки, равной b .

В случае приложения к колесу вертикальной нагрузки и при наличии определенной (фиксированной) величины внутреннего давления воздуха в шине образуется площадка контакта длиной $2a$ (для крайнего кольца 3). На выступах протектора накапливаются касательные напряжения τ_x [1], эпюр которых представлен на рис. 2. На этом же рисунке приведены эпюры предельных касательных напряжений по сцеплению $\mu_0 p$ и по скольжению $\mu_1 p$.

Возникновение нестационарного эпюра τ_x при неравных μ_0 и μ_1 , как установлено в работе [1], наиболее вероятно в случае выполнения условия

$$a^2 = \bar{\kappa} R_{\text{ср}} \Delta, \quad (1)$$

где a — половина длины площадки контакта;
 $R_{\text{ср}}$ — средний радиус шины (рис. 1);
 $\bar{\kappa}$ — коэффициент, зависящий от формы профиля шины [2].

В этом случае наибольшее число выступов протектора находится в состоянии, близком к предельному по сцеплению, поэтому срыв одного выступа может привести к лавнообразно-

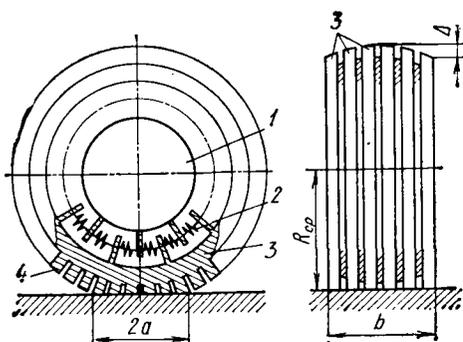


Рис. 1. Модель шины для изучения износа

му срыву последующих выступов. Проверка условия (1) для шин М-145, М-130А, И-151 показала, что величины разности $\frac{a^2}{\bar{\kappa} R_{\text{ср}} \Delta} - 1$ для них соответственно равны 0,09; 0,14; 0,08, что

весьма близко к нулю. Для шин «Гудьир» и ИЯ-170, на которых пятнистый износ почти не наблюдается, эта разница соответственно составляет 0,41 и 0,38.

Оценим глубину первоначального срыва S (рис. 2) в предположении абсолютной жесткости на растяжение колец 3. Поскольку при срыве одного выступа протектора касательные напряжения на остальных выступах возрастают на величину $\Delta\tau_1$ [1], то, обозначив через $\Delta\tau_2$ отклонение эпюра τ_x от горизонтальной касательной, проведенной к нему в точке $x=a$, заключим, что срыв будет продолжаться до тех пор, пока

$$\Delta\tau_2 \leq \Delta\tau_1. \quad (2)$$

Принимая во внимание формулу для касательных напряжений [1]

$$\tau_x = \frac{G_3}{3hR_{\text{ср}}} (2a^3 + 3a^2x - x^3), \quad (3)$$

где G_3 — эквивалентный модуль сдвига материала шины;
 h — высота выступов протектора;
 x — координату точки в площадке контакта ($-a \leq x \leq a$), выведенную с учетом условия горизонтальности касательной в точке $x=a$, можем, используя формулу Тейлора, определим

$$\Delta\tau_2 = -\tau''(a) \frac{S^2}{2} + \tau'''(a) \frac{S^3}{6}.$$

Пренебрегая в этом равенстве величинами третьего порядка малости по сравнению с S и учитывая, что $\tau''(a) = -G_3 \frac{2a}{hR_{\text{ср}}^2}$, получим

$$\Delta\tau_2 = G_3 \frac{aS^3}{hR_{\text{ср}}^2}.$$

Для определения величины $\Delta\tau_1$ исходим из равенства

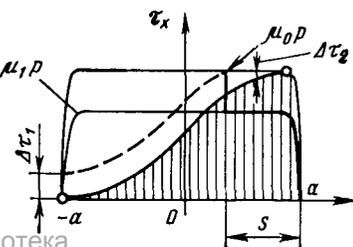
$$\int_{2a-S}^a \Delta\tau_1 dx = \int_0^a \Delta\tau dx,$$

где $\Delta\tau = \mu_0 p - \mu_1 p = p\Delta\mu$ — величина скачка эпюра при срыве в точке $x=a$.

Предположение об абсолютной жесткости на растяжение колец 3 позволяет сделать вывод о том, что величина $\Delta\tau_1$ постоянна на всей длине $2a-S$. Тогда из последнего равенства находим

$$\Delta\tau_1 = p \Delta\mu \frac{S}{2a-S}.$$

Рис. 2. Вид нестационарного эпюра касательных напряжений τ_x в пределах площадки контакта (μ_0 и μ_1 — соответственно коэффициенты трения покоя и скольжения, $\mu_0 > \mu_1$, p — нормальное давление в площадке контакта)



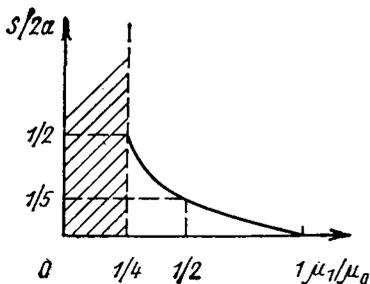
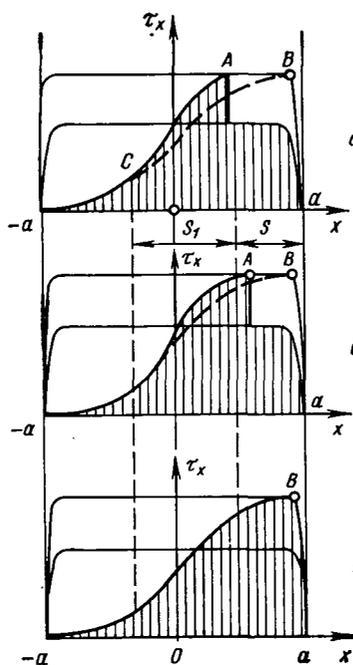


Рис. 3. Зависимость глубины первоначального срыва $S/2a$ от соотношения коэффициентов трения покоя μ_0 и скольжения μ_1 (в случае абсолютной жесткости на растяжение колец 3 шины-модели)

Рис. 4. Последовательные стадии изменения касательных напряжений τ_x в площадке контакта



Подставляя значения Δt_1 и Δt_2 в неравенство (2) и решая последнее относительно $S/2a$, окончательно получим

$$\frac{S}{2a} \leq 0,5 \left[1 - \sqrt{1 - \frac{4}{3} \left(1 - \frac{\mu_1}{\mu_0}\right)} \right]. \quad (4)$$

Найденная величина отношения $S/2a$ характеризует не только глубину проникновения первоначального срыва, но и, как это следует из работы [1], шаг пятнистого износа. На рис. 3 приведена зависимость $S/2a$ от μ_1/μ_0 .

Рассмотрим эпюр τ_x для случая, когда кольца 3 (рис. 1) обладают конечной жесткостью на растяжение (рис. 4). При этом увеличение касательных напряжений не будет постоянным на длине $2a-S$. Величина S_1 характеризует ту длину, на которой происходит это увеличение, и может быть различной для шин разных типов. Выясним, как упругость на растяжение колец 3 (рис. 1) влияет на величину S_1 . Допустим, что на выходе из площадки контакта (рис. 4, а, точка В) произошел срыв одного выступа протектора. Тогда в результате потери деформации кольцо 3 будет стремиться повернуться по часовой стрелке (рис. 1), чтобы сохранить состояние равновесия. Этому повороту будут препятствовать упругие выступы 4 протектора, находящиеся в состоянии сцепления с дорогой. Если кольца 3 обладают значительной жесткостью на растяжение, то величина S_1 будет больше, а если они более упруги на растяжение, то глубина проникновения деформаций (и, значит, величина S_1) — меньше. Таким образом, становится ясным, что величина S_1 зависит от жесткости на растяжение колец 3. Кроме того, формула (4), полученная для глубины первоначального срыва (в случае абсолютно жестких на растяжение колец 3), дает максимальное ее значение.

Путь срыва выступа протектора в точке В (рис. 4, а) привел к лавинному срыву на глубину S , и увеличение касательных напряжений τ_x распространилось на величину S_1 (от точки А до точки С). Рассмотрим выступ протектора, сорвавшийся последним (точка А). Возросшего напряжения недостаточно, чтобы лавинный процесс продолжался в глубину площадки контакта (влево за точку А), поэтому следующий выступ протектора (непосредственно слева от точки А) может сорваться только в точке А. Однако дальнейший срыв выступов протектора будет происходить правее точки А (рис. 4, б), поскольку увеличение напряжения от точки А до точки С распределено неравномерно (оно уменьшается от максимального значения в точке А до нуля в точке С). Когда, наконец, увеличение напряжения исчерпается (точка С совместится с точкой В), срыв опять произойдет на выходе из площадки контакта (рис. 4, в, точка В).

Описанный процесс будет периодически повторяться и явится, по-видимому, устойчивым. Действительно, величина S , определяемая неравенством (4), является постоянной для данной конструкции шины при неизменных условиях ее эксплуатации. Вследствие этого, если точка А отклонена вправо, то механизм лавинного срыва немедленно возвращает ее в старое положение. Это и называем устойчивостью эпюра τ_x и процесса периодически повторяющихся срывов в целом.

Из приведенного анализа эпюра τ_x следует, что для возникновения лавинообразного срыва не обязательно, чтобы μ_0 значительно отличалось от μ_1 , так как увеличение напряжения может распространиться на небольшую глубину (величина S_1). В этом случае скачок напряжений $\Delta t = \rho \Delta \mu$ приведет к такому увеличению напряжений на выступах протектора, находящихся в состоянии сцепления с дорогой, которого будет достаточно для развития лавинного срыва. Поскольку различие между μ_0 и μ_1 всегда существует (Ю. А. Еченстов, А. М. Ракляр), то нестационарный эпюр касательных напряжений будет наблюдаться в действительности, конечно, при выполнении и других условий, например условия (1).

Из приведенных в статье [1] положений вытекает, что следствием нестационарного эпюра касательных напряжений является неравномерный износ шин — пятнистый износ. Причем характер нестационарного эпюра позволил сделать вывод о том, что профиль пятнистого износа имеет вид скошенных зубьев. Уточнение эпюра τ_x показывает, что его вид зависит также от упругости на растяжение колец 3, от чего также зависит и величина S_1 . Характер профиля износа будет меняться в зависимости от изменения величины S_1 . На рис. 5, а, б приведены виды профиля износа для различных значений величины S_1 .

Рассмотрим качение колеса с уводом δ . Предположим так же, как и ранее, что коэффициенты трения покоя и скольжения различны. Если p — величина нормального давления в площадке контакта, то значения предельных касательных напряжений соответственно равны $\mu_0 p$ и $\mu_1 p$. Для простоты будем использовать модель шины типа «шкетка». Тогда возникающая при качении колеса с уводом боковая сила вызовет появление поперечных касательных напряжений τ_y , причем

$$\tau_y = C \delta y, \quad (5)$$

где $C = \frac{G_a}{h}$ — боковая жесткость;

δ — угол увода;

y — координата точки в площадке контакта ($0 \leq y \leq 2a$).

На рис. 6 вместе с эпюрами предельных касательных напряжений $\mu_0 p$ и $\mu_1 p$ приведен эпюр τ_y для различных значений δ . Проследим за выступом протектора с момента входа его в площадку контакта (точка A_0) до момента выхода из нее (точка B_0). До входа в площадку контакта $\tau_y = 0$. Затем, согласно формуле (5), касательные напряжения нарастают и, достигнув предельного значения $\mu_0 p$ вблизи выхода из площадки контакта, уменьшаются до нуля (точка B_0 , кривые 1 и 2). Однако при углах увода, больших предельного, определяемого формулой

$$\delta_n = \frac{\mu_0 p h}{2G_a},$$

эпюр τ_y может иметь другой вид (кривая 3). В этом случае касательные напряжения, достигнув предельного значения $\mu_0 p$ несколько раньше момента выхода из площадки контакта (точка C_0), скачком уменьшаются до значения $\mu_1 p$. Вследствие этого зона скольжения для таких выступов начнется раньше. Можно показать, что такому эпюру τ_y соответствует «падающая» характеристика увода. Она тоже может приводить к пятнистому износу, механизм которого подобен механизму пятнистого износа, описанному в работе [1].

Оценка предельных значений углов увода показывает, что $\delta_n = 3 \div 7^\circ$. Такие большие значения могут возникнуть лишь при экстремальных условиях эксплуатации автомобиля (например, при движении на крутом повороте). Обычные значения углов

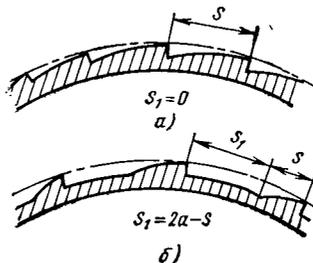


Рис. 5. Различные виды формы профиля пятнистого износа в зависимости от жесткости на растяжение брекерного пояса шины

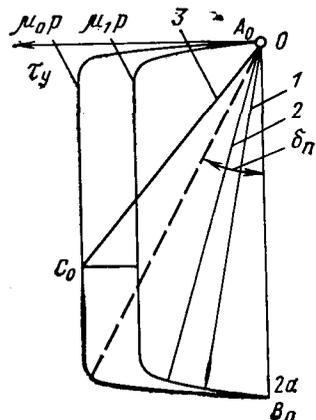


Рис. 6. Различные виды эпюров поперечных касательных напряжений τ_y в зависимости от величины угла увода

увода не превышают половины градуса. Поэтому пятнистый износ, возникающий только от увода, возможен (как это следует из сказанного выше) лишь при очень больших значениях углов увода. Длительность пребывания автомобиля на таких режимах мала.

В реальных условиях при качении колеса в площадке контакта возникают как продольные τ_x , так и поперечные касательные напряжения τ_y . Кроме того, из вычислений по формуле (5) следует, что даже при малых значениях углов увода поперечные напряжения, возникающие в площадке контакта, могут быть большими (при углах увода порядка 1° напряжения $\tau_y \approx 3$ кгс/см²). Так что при эксплуатации шин на нестационарный эпюр касательных напряжений τ_x , возникающий вследствие бочковидности шины [1], накладываются поперечные напряжения τ_y , которые могут значительно усилить износ и, в частности, пятнистый. Переменные углы увода вызываются колебаниями шины на подвеске автомобиля, поэтому на пятнистый износ может существенно влиять и подвеска.

В работе [1] был рассмотрен вопрос о синхронизации явления пятнистого износа (новые пятна совпадают со старыми). Из рассуждений о влиянии углов увода на пятнистый износ можно предположить, что колебания колеса с постоянной частотой и фиксированной фазой (например, от дисбаланса) тоже могут служить синхронизирующим фактором.

Таким образом, рассматривая распределение касательных напряжений в площадке контакта и их связь с пятнистым износом, нельзя ограничиваться лишь продольными напряжениями τ_x .

В общем случае касательные напряжения в данной точке площадки контакта

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} = \tau_{\Sigma}(x; y).$$

Изучение такой обобщенной зависимости представляет, по-видимому, наибольший интерес, но одновременно сопряжено с дополнительными трудностями. Вследствие этого ограничимся лишь некоторыми качественными рассуждениями.

Пусть $p(x; y)$ — величина нормального давления в площадке контакта, а μ_0 и μ_1 — соответственно коэффициенты трения покоя и скольжения. Тогда эпюры предельных касательных напряжений будут изображаться в виде поверхностей $\mu_0 p(x; y)$ и $\mu_1 p(x; y)$. Обобщая условие лавинного срыва, полученное в работе [1], в двухмерном случае получим

$$\left\{ \begin{aligned} \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} &= \mu_0 p(x; y); \\ \frac{\partial \tau_x}{\partial x} : \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial \tau_y}{\partial y} : \frac{\partial p}{\partial y}. \end{aligned} \right. \quad (6)$$

Эти условия выражают тот факт, что касательные плоскости к поверхностям-эпюрам $\mu_0 p(x; y)$ и $\tau_{\Sigma}(x; y)$ совпадают в некоторой точке площадки контакта с координатами $(x; y)$. В данном случае наибольшее число выступов протектора будет находиться в состоянии, близком к предельному. Первое равенство означает, что суммарные касательные напряжения τ_{Σ} достигли своего предельного значения, а второе — что нормальные векторы к поверхностям $\mu_0 p(x; y)$ и $\tau_{\Sigma}(x; y)$ параллельны. При равномерном распределении касательных напряжений τ_y в продольном направлении (или приближенно равномерном: $\left| \frac{\partial \tau_y}{\partial x} \right| \ll 1$) условие, благоприятствующее возник-

новению лавинного срыва, будет совпадать с условием (1), полученным в работе [1].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гродко Л. Н., Рязановский А. Р. К вопросу о пятнистом износе шин. — Автомобильная промышленность, 1978, № 5, с. 30—32.
2. Рязановский А. Р. Влияние формы профиля шины на условия возникновения пятнистого износа. — Автомобильная промышленность, 1978, № 8, с. 28.

УДК 629.113.075

Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил

Д-р техн. наук А. С. ЛИТВИНОВ, канд. техн. наук Ю. Ю. БЕЛЕНЬКИЙ, А. Б. АЗБЕЛЬ,

Н. С. ГРИНБЕРГ, Г. Д. ОГАНЕСЯН

Московский автомобильно-дорожный институт,
Минский автозавод

СОВРЕМЕННЫЕ расчеты управляемости и устойчивости автомобилей невозможны без знания таких характеристик шин, как коэффициенты сопротивления уводу, стабилизирующие моменты, радиусы качения и др. Обычный способ получения данных характеристик — экспериментальный — не всегда возможен. Большинство имеющихся в Советском Союзе и за рубежом стендов или шинных тестеров рассчитано для исследования шин малых размеров и для анализа работы последних только в ведомом режиме. При расчетах критических случаев движения, таких, как занос и опрокидывание, необходимы характеристики шин, нагрузки которых вдвое превышают нормальные. Такие характеристики нельзя получить для шин отечественных автомобилей средней и большой грузоподъемности даже на наиболее совершенном стенде лабораторий шин и колес НАМИ. Невозможно также получить характеристики этих шин при одновременном действии боковых и продольных сил (ведущий тормозной режим). Знание таких характеристик необходимо как для расчета управляемости и устойчивости автомобиля вблизи указанных критических случаев, так и для ряда других случаев (устойчивости и управляемости в процессе торможения, управляемости многоосных многоприводных автомобилей, изучения влияния на управляемость и устойчивость расположения ведущих колес).

К настоящему времени предложено большое количество математических моделей шин, для которых можно получать характеристики расчетным путем. Для наиболее сложных из этих моделей, например предложенных Е. Фиалой, Г. Фрондентейном, Д. Эллисом, К. Шубертом и др., можно получить характеристики по статическим характеристикам и размерам шин.

В этих случаях рассматриваются деформации шины как в зоне контакта, так и во внеконтактных областях. Формулы для расчета характеристик шин при этом получаются весьма сложными, а совпадение расчетных характеристик с экспериментальными не всегда удовлетворительно.

Если поставить более узкую задачу: получение характеристик шин расчетным путем с использованием некоторого ограниченного числа данных, полученных экспериментально при стендовых или дорожных испытаниях (например, коэффициентов сопротивления уводу шины при малых углах увода в ведомом режиме), то можно достичь удовлетворительного совпадения расчетных данных с экспериментальными, рассматривая только процессы, происходящие в зоне контакта. Формулы при этом получаются достаточно простыми. Такой метод был использован Р. В. Виравовым [1] для расчета зависимости радиуса качения колеса от величины тангенциальной реакции, действующей на колесо, и дал хорошие результаты.

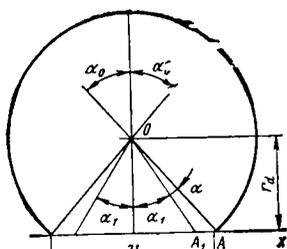
По этому методу выведены формулы, позволяющие расчетным путем определить коэффициенты сопротивления уводу и радиусы качения колеса при одновременном действии на последнее продольных и поперечных сил.

В большинстве работ, посвященных исследованиям динамики эластичного колеса, принято, что при качении колеса его контактная площадка разбивается на две области: сцепления в передней части контакта и скольжения — в задней. В области сцепления элементарные касательные реакции пропорциональны тангенциальным смещениям, а в области скольжения — элементарным нормальным реакциям. Для области сцепления можно записать [2] (рис. 1)

$$dX = C_x \varepsilon = C_x \{ \varepsilon_0 + r_d [\operatorname{tg} \alpha_0 - \operatorname{tg} (\alpha_0 - \alpha)] - r_k \alpha \}, \quad (1)$$

где ε — текущее значение тангенциального смещения шины в зоне контакта;
 ε_0 — значение тангенциального смещения в точке входа шины в контакт;
 X — равнодействующая элементарных касательных реакций;
 C_x — коэффициент пропорциональности между тангенциальными смещениями и силами;

Рис. 1. Схема катящегося колеса



r_d — динамический радиус колеса;
 r_k — радиус качения колеса;
 α — текущий угол между радиусом, проведенным в рассматриваемую точку A_1 радиусом, проходящим через точку A входа в контакт;
 α_0 — половина угла контакта.

Определим распределение элементарных касательных реакций при свободном качении колеса ($r_k = r_0$). В этом случае, поскольку $X=0$, то либо эпюр элементарных касательных реакций должен быть таким, чтобы его алгебраическая площадь была равна нулю, либо в каждой точке контакта элементарная касательная сила должна быть равна нулю.

Из уравнения (1) видно, что последнее предположение неправильно. Найдем уравнение эпюра, соответствующее первому предположению. Естественно допустить, что при свободном качении колеса его эпюр состоит из двух одинаковых областей: отрицательной и положительной, граница между которыми соответствует центру контактной площадки. Это предположение хорошо подтверждается данными экспериментальных исследований эпюра касательных реакций в площадке контакта [3].

Чтобы определить величину элементарной касательной реакции в центре контактной площадки, подставим в уравнение (1) α_0 вместо α , а вместо r_k — соответственно радиус свободного качения колеса r_0 . Тогда

$$dX_0 = C_x(\epsilon_0 + r_d \operatorname{tg} \alpha_0 - r_0 \alpha_0).$$

При нашем допущении $dX_0=0$, т. е.

$$\epsilon_0 + r_d \operatorname{tg} \alpha_0 - r_0 \alpha_0 = 0.$$

Откуда радиус свободного качения колеса

$$r_0 = \frac{\epsilon_0}{\alpha_0} + r_d \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{\alpha_0}. \quad (2)$$

Уравнение эпюров элементарных касательных реакций для случая свободного качения колеса получим из формулы (1), подставляя вместо r_k радиус r_0 по формуле (2),

$$dX_{св} = C_x \left\{ \epsilon_0 \frac{\alpha_0 - \alpha}{\alpha_0} + r_d \left[\operatorname{tg} \alpha_0 \frac{\alpha_0 - \alpha}{\alpha_0} - \operatorname{tg}(\alpha_0 - \alpha) \right] \right\}, \quad (3)$$

где $dX_{св}$ — текущее значение элементарной касательной реакции при свободном режиме качения колеса.

Это уравнение соответствует эпюру элементарных касательных реакций, состоящему из положительной и отрицательной областей, симметричных относительно центра контактной площадки. Справедливость формулы (3) хорошо подтверждается имеющимися в литературе экспериментальными исследованиями [1 и 2].

Величину ϵ_0 можно определить экспериментально. Для этого нужно экспериментально найти радиус свободного качения колеса, а также соответствующий этому режиму динамический радиус и длину $2l$ контактной площадки, по которой при известном динамическом радиусе определяют угол $\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{l}{r_0}$.

Тогда ϵ_0 находят из формулы (2). Расчеты, проведенные по большому количеству данных, имеющихся в литературе, а также в лабораториях НАМИ и НИИШП, позволяют считать, что величина ϵ_0 близка к нулю. Такой вывод, полученный из анализа опытных данных, не является неожиданным и с теоретической точки зрения, поскольку при свободном качении на твердой поверхности через последний передается незначительный момент, необходимый для преодоления сопротивления качению.

Пользуясь выражением (3), представим в более удобном для расчетов виде равенство (1), предназначенное для подсчета элементарных касательных реакций при любом режиме качения в пределах, ограничиваемых сцеплением с опорной поверхностью.

Для этого вычтем равенство (3) из равенства (1). При передаче через колесо (ведущее или тормозное) более высокого момента больше оснований предполагать, что $\epsilon_0 \neq 0$. Чтобы отличить начальное смещение при передаче через колесо значительного момента от начального смещения при свободном качении, обозначим это смещение ϵ_{0M} . Тогда после вычитания равенства (3) из равенства (1) с учетом выражения (2) получим

$$dX = dX_{св} + [\epsilon_{0M} + (r_0 - r_k) \alpha] C_x. \quad (4)$$

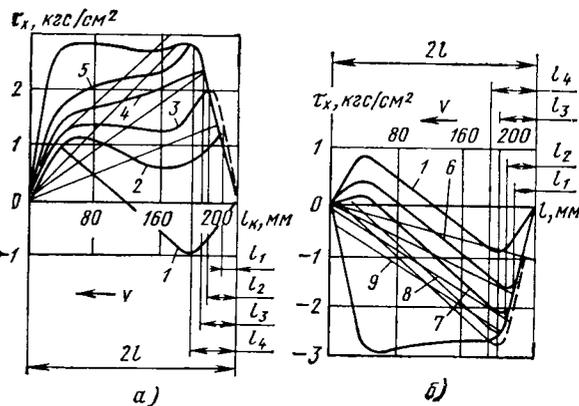


Рис. 2. Влияние моментов на тормозном M_T и ведущем M_K колесах на распределение продольных касательных напряжений τ_x в контакте шины размера 260—20 модели И-202:

1 — ведомый режим; 2 — $M_K=140$ кгс·м; 3 — $M_K=225$ кгс·м; 4 — $M_K=295$ кгс·м; 5 — $M_K=340$ кгс·м; 6 — $M_T=105$ кгс·м; 7 — $M_T=145$ кгс·м; 8 — $M_T=190$ кгс·м; 9 — $M_T=125$ кгс·м

Таким образом, эпюр элементарных касательных реакций у ведущего колеса представляет собой сумму двух эпюров: эпюра элементарных касательных реакций колеса, катящегося в свободном режиме, и эпюра, представляющего собой трапецию с меньшим основанием ϵ_{0M} и угловым коэффициентом $(r_0 - r_k)$. Такой эпюр хорошо совпадает с эпюрами, полученными экспериментально [3].

На рис. 2 приведены из работы [3] эпюры для ведущего (а) и тормозного (б) колес. На эпюры нанесены прямые, соответствующие второму члену равенства (4). Кривые 1—10 представляют собой эпюр элементарных нормальных реакций, умноженных на коэффициент сцепления, а штриховые — характеризуют распределение касательных реакций (экстраполированы на участок l_1-l_4 , где имеется окольжение). Для ведущего и тормозного колес разность между суммарными ординатами элементарных касательных реакций и ординатами второго члена равенства (4) практически точно воспроизводится кривой 1, соответствующей эпюру элементарных касательных реакций при свободном качении колеса.

При выводе формул, описывающих кинематические и динамические параметры качения колеса при одновременном действии продольных и поперечных сил, для упрощения расчетов будем пренебрегать величиной ϵ_{0M} и считать, что площадь эпюра элементарных касательных реакций $dX_{св}$ при алгебраическом суммировании равна нулю.

Таким образом, формулу для элементарных касательных реакций используем в виде

$$dX = (r_0 - r_k) \alpha C_x. \quad (5)$$

Эта формула справедлива только для той части контактной площадки, на которой элементарные касательные реакции не превышают сил сцепления элементов шины с опорной поверхностью.

Процесс деформирования элементов шины во время ее качения с уводом, т. е. при действии на колесо боковых сил, подобен процессу деформирования при передаче крутящего момента. Отличие в основном заключается только в том, что при качении с уводом элементарные касательные реакции перпендикулярны продольной плоскости колеса (элементарные поперечные реакции). При неизменной величине боковой силы и постоянной скорости движения эпюр элементарных поперечных реакций в области сцепления имеет практически линейный характер. Это предположение полностью подтверждается экспериментами. Поскольку при действии на колесо боковой силы поперечные деформации элементов шины происходят не только в зоне контакта, но и вне ее, то к точке входа в контакт шина подходит деформированной. В связи с этим эпюр элементарных реакций в зоне сцепления имеет вид трапеции, меньшее основание которой пропорционально поперечной деформации на входе в контакт, а большее — поперечной деформации на границе областей сцепления и скольжения. Угловым коэффициентом боковой стороны этой трапеции равен углу увода колеса. Получим для области сцепления

$$dY = (\epsilon_\phi + \delta x) C_y,$$

где dY — текущее значение элементарной поперечной реакции; C_y — коэффициент пропорциональности между силами и перемещениями;

ϵ_ϕ — начальная поперечная деформация;

x — расстояние от начала контакта до текущей точки продольной оси контактной площадки.

Будем пренебрегать начальным поперечным смещением так же, как и для элементарных продольных реакций:

$$dY = \delta_x C_y. \quad (6)$$

Это уравнение справедливо лишь для области сцепления, граница которой определяется равенством

$$\sqrt{dX^2 + dY^2} = \varphi dZ,$$

где dZ — текущее значение элементарной нормальной реакции; φ — коэффициент сцепления шины с дорогой.

Согласно значительному числу экспериментов у большинства автомобильных шин эпюр распределения элементарных нормальных реакций по длине контакта имеет форму, близкую к трапеции. Гистерезисные потери в материале шины несколько искажают форму трапеции, увеличивая нормальные реакции в передней части эпюра и снижая в задней. Однако это искажение незначительно, и им можно пренебречь.

Наклон боковых сторон трапеции различен для шин разной конструкции и зависит от нормальной нагрузки на колесо и от давления воздуха в шине. Однако пределы изменения этих углов невелики, поэтому в качестве эпюра элементарных нормальных реакций примем равнобедренную трапецию, у которой большее основание равно длине контакта $2l$, а меньшее — $1,6l$.

Без большой погрешности можно считать, что $a = x/r_d$, тогда

$$dX = \frac{r_0 - r_k}{r_d} x C_x. \quad (7)$$

Примем $dU = \sqrt{dX^2 + dY^2}$. Поскольку dX и dY являются линейными функциями от x , то и dU также линейна по x . Очевидно, что границей между областями сцепления и скольжения является перпендикуляр, опущенный из точки пересечения прямой $dU = f(x)$ на большее основание трапеции. Длина этого перпендикуляра представляет собой максимальное значение dU_{\max} суммарной элементарной реакции при заданных значениях δ и $r_0 - r_k$. Если прямая $dU = f(x)$ пересекает наклонную сторону трапеции, то dU_{\max} меняется с изменением δ и $r_0 - r_k$. Если $dU = f(x)$ пересекает верхнее основание трапеции, то $dU_{\max} = \varphi dZ_{\max} = \text{const}$.

Формулы, связывающие кинематические и динамические параметры процесса качения колеса, будут различны в обоих случаях.

В точке пересечения меньшего основания с наклонной стороной трапеции

$$dU_{\max} = \sqrt{dX_{\max}^2 + dY_{\max}^2} = \varphi dZ_{\max}. \quad (8)$$

С другой стороны, площади треугольников с основанием $2l$ и высотами dX_{\max} и dY_{\max} равны соответственно равнодействующим касательных и поперечных реакций, т. е.

$$X = ldX_{\max}; \quad Y = ldY_{\max}.$$

Площадь трапеции, деленная на φ , равна нормальной реакции, действующей на колесо:

$$G_k = 1,8ldZ_{\max}.$$

Определяя dX_{\max} , dY_{\max} , dZ_{\max} и подставляя в равенство (8), получим следующее граничное условие:

$$\sqrt{X^2 + Y^2} = 0,556G_k \varphi.$$

Если $\sqrt{X^2 + Y^2} < 0,556G_k \varphi$, то

$$dU_{\max} = \sqrt{dX^2 + dY^2} = \varphi dZ, \quad (9)$$

где dZ — переменная ордината точки пересечения $dU = f(x)$ с наклонной стороной трапеции

$$dZ = \frac{2l - x}{0,2l} dZ_{\max}. \quad (10)$$

Подставляя dX , dY и dZ из равенств (6), (7) и (10) в формулу (9), получим

$$x = \frac{10ldZ_{\max}\varphi}{l\sqrt{\left(\frac{r_0 - r_k}{r_d}\right)^2 C_x^2 + \delta^2 C_y^2} + 5\varphi dZ_{\max}}. \quad (11)$$

Коэффициенты пропорциональности C_x и C_y можно выразить через характеристики шин, получаемые экспериментально при испытаниях шин отдельно с небольшими касательными и боковыми силами. В случае, когда значение δ достаточно мало, можно записать

$$Y \approx \delta C_y 2l^2. \quad (12)$$

Вместе с тем

$$Y \approx K_{y0} \delta \quad (13)$$

для малых значений δ . Из равенств (12) и (13) следует

$$C_y = \frac{K_{y0}}{2l},$$

где K_{y0} — коэффициент сопротивления боковому уводу.

Аналогично этому определим

$$C_x = \frac{r_d}{2l^2 K_{x0}},$$

где K_{x0} — коэффициент тангенциальной эластичности при $r_k \rightarrow r_0$.

Подставляя значения C_x и C_y в равенство (11) и используя полученное таким образом значение x для подсчета боковой силы Y и касательной силы X , получим

$$X = \frac{5,56G_k \varphi (r_0 - r_k)}{\sqrt{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2 + 5,56K_{x0}G_k \varphi}}; \quad (14)$$

$$Y = \frac{5,56G_k \varphi K_{y0} K_{x0} \delta}{\sqrt{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2 + 5,56K_{x0}G_k \varphi}}. \quad (15)$$

Если $(\sqrt{X^2 + Y^2} \geq 0,556G_k \varphi)$, получим

$$dU'_{\max} = \sqrt{dX^2 + dY^2} = \varphi dZ_{\max}.$$

Определим абсциссу точки пересечения $dU = f(x)$ с верхним основанием трапеции аналогичным образом:

$$x = \frac{0,556G_k \varphi}{\frac{l}{r_d} \sqrt{\left(\frac{r_0 - r_k}{r_d}\right)^2 C_x^2 + \delta^2 C_y^2}}. \quad (16)$$

Касательную реакцию X можно представить в виде суммы площади эпюра касательных реакций в области сцепления и области скольжения.

Эпюр касательных реакций в области сцепления представляет собой треугольник с основанием x и высотой dX_{\max} , а в области скольжения — трапецию с нижним основанием $2l - x$, верхним основанием $1,8l - x$ и высотой dX_{\max} .

Таким образом,

$$X = \frac{x dX_{\max}}{2} + \frac{dX_{\max} [(2l - x) + (1,8l - x)]}{2} = dX_{\max} \left(1,9l - \frac{x}{2}\right). \quad (17)$$

Однако $dX_{\max} = \frac{r_0 - r_k}{r_d} C_x X$. Подставляя в равенство (17) значение dX_{\max} и используя уравнение (16), получим

$$X = \frac{G_k \varphi (r_0 - r_k)}{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2} \left[1,055 \sqrt{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2} - 0,309G_k \varphi K_{x0}\right]. \quad (18)$$

Аналогичным образом определим зависимость между боковой силой Y и кинематическими параметрами $r_0 - r_k$ и δ :

$$Y = \frac{G_k \varphi K_{y0} K_{x0} \delta}{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2} \left[1,055 \sqrt{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2} - 0,309G_k \varphi K_{x0}\right]. \quad (19)$$

Таким образом, если $\sqrt{x^2 + y^2} < 0,556G_k \varphi$, то

$$K_x = \frac{\sqrt{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2 + 5,56K_{x0}G_k \varphi}}{5,56G_k \varphi}; \quad (20)$$

$$K_y = \frac{\sqrt{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2 + 5,56K_{x0}G_k \varphi}}{5,56G_k \varphi K_{y0} K_{x0}}; \quad (21)$$

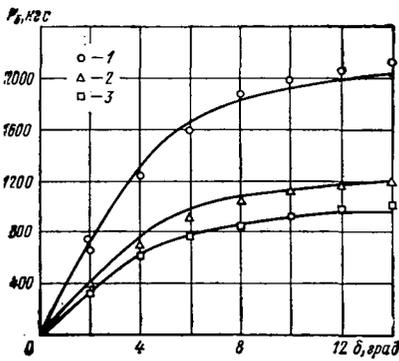


Рис. 3. Зависимость боковой силы P_b от угла увода δ (линии — расчетные данные, точки — экспериментальные): 1 — шина размера 11.00—22; $G_k=2500$ кг; $\varphi_y=0.88$; 2 — шина размера 9.00—20; $G_k=2000$ кг; $\varphi_y=0.65$; 3 — шина размера 9.00—20; $G_k=1500$ кг; $\varphi_y=0.7$

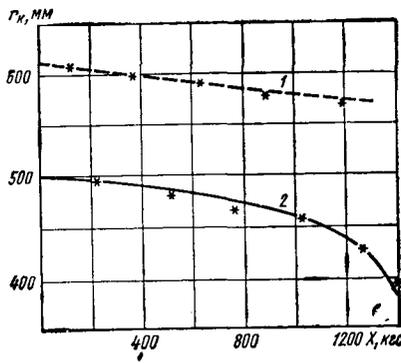


Рис. 4. Зависимость касательной силы X от радиуса качения r_k (точки — расчетные данные): 1 — шина размера 14.00—20; $G_k=2500$; $\varphi_x=0.8$ (экспериментальные данные Ю. В. Пирковского); 2 — шина размера 9.00—20; $G_k=1600$ кг; $\varphi_x=0.95$ (экспериментальные данные А. С. Литвинова)

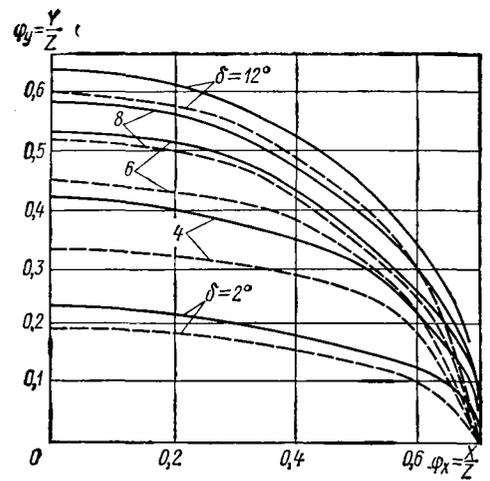


Рис. 5. Зависимость между относительными значениями боковой и продольной сил при различных углах увода для шины размера 9.00—20 (сплошные линии — расчетные данные при $\varphi_{x\max}=\varphi_{y\max}=0.7$; $G_k=1500$ кг, штриховые — экспериментальные при $\varphi_{x\max}=0.7$; $\varphi_{y\max}=0.6$)

Если $\sqrt{x^2 + y^2} > 0,556G_k \varphi$, то

$$K_x = \frac{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2}{G_k \varphi \left[1,055 \sqrt{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2} - \frac{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2}{-0,309G_k \varphi K_{x0}} \right]} \quad (22)$$

$$K_y = \frac{G_k \varphi K_{y0} K_{x0}}{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2} \times$$

$$\times \left[1,055 \sqrt{(r_0 - r_k)^2 + K_{x0}^2 K_{y0}^2 \delta^2} - 0,309G_k \varphi K_{x0} \right]. \quad (23)$$

Таким образом, формулы (20)—(23) позволяют по имеющимся значениям коэффициентов сопротивления уводу и тангенциальной эластичности шин при действии продольных и поперечных сил небольшой величины получить изменение данных коэффициентов при одновременном действии указанных сил во всем диапазоне их изменения, не нарушающем сцепления колеса с дорогой.

Сравнение результатов расчетов по предлагаемым формулам с многочисленными экспериментальными зависимостями как взятыми из литературных источников, так и полученными авторами статьи, показало удовлетворительное совпадение расчетов с результатами эксперимента практически во всех случаях. Для примера на рис. 3 приведены зависимости боковой силы от угла увода [4], а на рис. 4 касательной силы от радиуса качения [5 и 6]. Как видно из графиков, расчетные кривые и экспериментальные результаты достаточно близки.

На рис. 5 приведены зависимости между относительными значениями $\varphi_y = \frac{Y}{Z}$ боковой силы при различных углах у-

да от относительного значения продольной силы $\varphi_x = \frac{X}{Z}$

[7] и расчетные кривые. Поскольку коэффициенты сцепления в поперечном и продольном направлениях при эксперименте были различны, то по абсолютным значениям данные расчета и эксперимента расходятся. Однако характер протекания кривых совершенно одинаков, исключая значение φ_x , и близок к максимальному.

Несовпадение данных, приведенных в работе [7], с результатами расчетов в области $\varphi_{x\max}$ объясняется ошибочным предположением авторов, что при $\varphi_{x\max}$ по сцеплению боковая сила должна быть равна нулю. В действительности это не так, поскольку должно быть равенство $\varphi_{y\max} = \varphi_{x\max} \sin \delta$, что и получаем в предлагаемых расчетных формулах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вирабов Р. В. Определение радиусов качения колеса с пневматической шиной. — Автомобильная промышленность, 1975, № 7, с. 16—18.
2. Литвинов А. С. О причинах потерь мощности при качении ведущего колеса. — Автомобильная промышленность, 1972, № 5, с. 12—16.
3. Кленников Е. В., Кнороз В. И., Петров И. П. Экспериментальное исследование нормальных и касательных напряжений в контакте шины. — Науч. тр./НАМИ, вып. 120, 1970, с. 78—95.
4. Freudenstein G. — Luftzeifen bei Serag und Kurvenlauf Deutsche Kraftfahrtforschung, 1961, Heft 152.
5. Пирковский Ю. В. Некоторые вопросы качения автомобильного колеса. — Автомобильная промышленность, 1965, № 12, с. 26—29.
6. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., Машиностроение, 1971, с. 82.
7. Slibar A., Troger H. Instationärer Fohrvorgang des Sattel-fliegerzuges bei Verzögerter Auflieger bremsung. — ATZ, 1973, 7 98

УДК 629.113.001.4

Математическое моделирование колебаний силового агрегата автомобиля и оценка его виброизоляции

Канд. техн. наук Л. В. КОРЧЕМНЫЙ, Л. М. МИНКИН,

канд. техн. наук В. Е. ТОЛЬСКИЙ

НАМИ

Для правильного выбора параметров конструкции подвески силового агрегата автомобиля, обеспечивающих снижение вибрационного (структурного) шума, необходимо уметь достоверно определять величины амплитуд усилий, нагружающих каждую опору силового агрегата в отдельности. Эти же величины требуются и для оценки уровня динамических нагрузок, воздействующих на силовой агрегат.

Опыты показали, что уровень структурного шума в салоне автомобиля линейно возрастает вместе с амплитудами усилий, передаваемых через опоры силового агрегата, и зависит от виброакустической возбудимости кузова. Виброакустическая возбудимость определяется механическим сопротивлением мест крепления опор силового агрегата к кузову автомобиля [1].

Амплитуды усилий, передаваемых опорами силового агрега-

та зависят от амплитуд колебаний опор. Следовательно, требование повышения точности определения амплитуд усилий, передаваемых шасси автомобиля, можно выполнить, если повысить точность определения колебательных перемещений опор силового агрегата.

Наиболее удобно исследовать колебания таких сложных объектов, как силовой агрегат автомобиля, путем математического моделирования. С этой целью в НАМИ были разработаны две динамические модели силового агрегата автомобиля, позволившие успешно решать многие вопросы, связанные с исследованием виброизоляции силового агрегата [2]. Одна из них основана на представлении силового агрегата автомобиля как твердого тела, установленного с помощью упругих опор на неподвижной, абсолютно жесткой раме и имеющего шесть степеней свободы. Она предназначена для изучения колебаний силового агрегата, вызванных работой двигателя. Другую модель использовали для расчета колебаний силового агрегата, возбуждаемых движением автомобиля по неровностям дороги. При этом учитывали только вертикальные перемещения трех масс, упруго связанных между собой: силового агрегата; части поддрессоренной массы автомобиля (без силового агрегата), проходящейся на ближайшую к силовому агрегату ось автомобиля (при классической компоновке трансмиссии — на переднюю ось); неподдрессоренной массы этой оси.

Практическое использование моделей в расчетных исследованиях показало, что с их помощью можно получить достаточно верное представление об интенсивности колебаний силового агрегата [2]. Необходимо было установить целесообразные способы уточнения моделей, делающие их пригодными для достоверной оценки уровня нагруженности каждой из опор силового агрегата.

Непосредственное сопоставление результатов расчета, выполненного для моделей различной сложности, с данными, полученными при экспериментальном исследовании колебаний каждой из опор силового агрегата автомобиля, сопряжено со значительными трудностями. Из-за отсутствия надежных данных о таких параметрах автомобиля, как моменты инерции поддрессоренных (а нередко, и неподдрессоренных) масс, и о характеристиках микропрофиля дорог нельзя получить однозначного ответа на вопрос о причинах расхождения расчетных и экспериментальных данных. Оно может быть вызвано и применением неоправданно упрощенной модели, и несоответствием исходных данных, принятых в расчете, действительным параметрам автомобиля и дороги. Вследствие этого решение задачи о выборе целесообразной степени сложности модели силового агрегата автомобиля было получено с помощью математического моделирования, устраняющего отмеченную выше неопределенность.

При моделировании был использован специальный способ построения программ расчета, который позволил на основе динамической модели, разработанной для исследования совместных колебаний автомобиля и его силового агрегата и обладавшей максимальной заданной сложностью, получать более простые модели (простейшими из них являются две модели, описанные в работе [2]). В наиболее сложной (среди исследованных) модели были учтены: вертикальные перемещения двух колес передней оси и двух колес задней оси автомобиля (при наличии зависимой подвески колес их положение определялось вертикальной координатой центра инерции оси и углом наклона оси в поперечной плоскости автомобиля); вертикальные перемещения центра инерции поддрессоренной массы (без силового агрегата) и ее угловые перемещения вокруг проходящих через центр инерции продольной и поперечной осей автомобиля; перемещения силового агрегата как упруго установленного твердого тела, имеющего шесть степеней свободы (рис. 1).

Таким образом, у наиболее сложной из исследованных колебательных систем было 13 степеней свободы.

Упрощая эту модель, можно было последовательно снижать число степеней свободы до десяти (в этом случае не учитывали различия в перемещениях левых и правых колес автомобиля и колебания поддрессоренной массы вокруг продольной оси, т. е. использовали плоскую модель автомобиля), до восьми (когда учитывали только ту часть плоской модели автомобиля, которая относится к его оси, ближайшей к силовому агрегату) или, наконец, получать системы, применявшиеся ранее, с шестью и тремя степенями свободы.

Расчетным исследованиям подвергали грузовой автомобиль с зависимыми подвесками передней и задней осей и два легковых автомобиля, у одного из которых две независимые подвески, а у другого — только одна. Исследование включало определение частот и форм собственных колебаний и построение амплитудно-частотных характеристик колебаний силового агрегата. Эти характеристики использовали для анализа особенностей вынужденных колебаний силового агрегата, вызванных различными возмущающими воздействиями, которые обусловлены работой двигателя на установившемся режиме или дви-

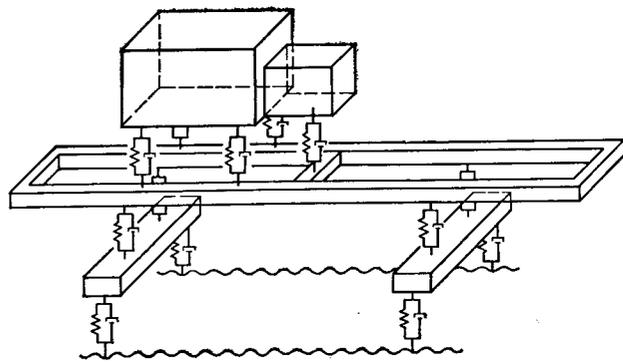


Рис. 1. Динамическая модель силового агрегата автомобиля, использованная в расчетном исследовании

жением автомобиля с постоянной скоростью по дороге с неровностями.

При решении задач, связанных с расчетом как собственных, так и установившихся вынужденных колебаний силового агрегата, все исследованные колебательные системы допустимо считать линейными. Матричные представления уравнений собственных колебаний

$$M \ddot{\bar{q}} + A \dot{\bar{q}} = 0, \quad (1)$$

где \bar{q} — вектор обобщенных координат рассчитываемой колебательной системы;

M, A — соответственно матрицы коэффициентов инерции и жесткости,

и уравнений вынужденных колебаний

$$M \ddot{\bar{q}} + B \dot{\bar{q}} + A \bar{q} = \bar{F} \sin \omega t + \bar{G} \cos \omega t, \quad (2)$$

где B — матрица коэффициентов демпфирования колебаний; \bar{F} и \bar{G} — векторы синусной и косинусной составляющих возмущающего воздействия;

ω — круговая частота возмущения, для всех рассмотренных колебательных систем одни и те же. Различия заключаются в размерности векторов и матриц, входящих в уравнения (1) и (2), которая равна числу степеней свободы конкретной системы, а также в структуре векторов \bar{F} и \bar{G} , зависящей от особенностей возмущающего воздействия.

Метод численного решения уравнения (1), использованный в настоящем исследовании, изложен в работе [2]. Уравнение (2) решали аналитическим путем. Наряду с расчетной зависимостью, взятой из работы [2],

$$\bar{q} = \omega^{-1} B^{-1} (E + U)^{-1} [(\bar{G} + U\bar{F}) \sin \omega t + (U\bar{G} - \bar{F}) \cos \omega t], \quad (3)$$

где E — единичная матрица;

$$U = (A - \omega^2 M) \frac{B^{-1}}{\omega},$$

для решения уравнения (2) целесообразно применять, когда это возможно, более удобную при построении амплитудно-частотной характеристики зависимость

$$\bar{q} = \frac{1}{\omega} H \Omega^{-1} \Gamma^{-1} (E + W)^{-1} [(H^{-1} M^{-1} \bar{G} + W H^{-1} M^{-1} \bar{F}) \sin \omega t + (W H^{-1} M^{-1} \bar{G} - H^{-1} M^{-1} \bar{F}) \cos \omega t], \quad (4)$$

где H и Ω — соответственно матрицы распределения амплитуд и частот свободных колебаний, получаемые при решении уравнения (1);

Γ — матрица коэффициентов демпфирования главных форм колебаний, связанная с матрицей Λ , определяемой в работе [2], соотношением $\Lambda = \Gamma \Omega$;

$$W = \Gamma^{-1} \left(\frac{1}{\omega} \Omega - \omega \Omega^{-1} \right).$$

Зависимость (4) следует применять только в том случае, когда при использовании главных координат уравнение (2) можно преобразовать в такую форму, при которой колебания по каждой из координат совершаются независимо от остальных. В работе [2] указаны некоторые условия, допускающие такое преобразование. Удобство формулы (4), несмотря на ее кажущуюся громоздкость, заключается в том, что матрица $E + W^2$ —

диагональная, и поэтому ее обращение (его необходимо производить для каждого рассчитываемого скоростного режима, поскольку матрица W зависит от ω) не вызывает затруднений. Вместе с тем матрица $E+U^2$, которую приходится обращать при использовании формулы (3), в общем случае не является диагональной. Остальные матрицы, входящие в формулы (3) и (4), вычисляются для каждого исследуемого варианта колебательной системы только один раз, вследствие чего число этих матриц и их особенности мало отражаются на общей трудоемкости вычислений. В формуле (4) исправлена погрешность, допущенная в работе [2], где обратная матрица H^{-1} заменена транспонированной H^T ; в общем случае такая замена для матрицы распределения амплитуд колебаний неправомерна.

На основе формул (3) или (4) можно получить соотношения, позволяющие непосредственно подсчитать амплитуды перемещений, скоростей и ускорений любой точки [2]. Серия таких расчетов позволяет построить желательную амплитудно-частотную характеристику колебаний силового агрегата.

Результаты расчета частот собственных колебаний силовых агрегатов трех исследованных автомобилей, полученные для динамических моделей различной сложности, приведены в таблице (для колебательных систем с числом степеней свободы, превышающим шесть, помещены частоты только тех форм колебаний, при которых силовой агрегат заметно изменяет свое положение относительно рамы автомобиля). Как видно из таб-

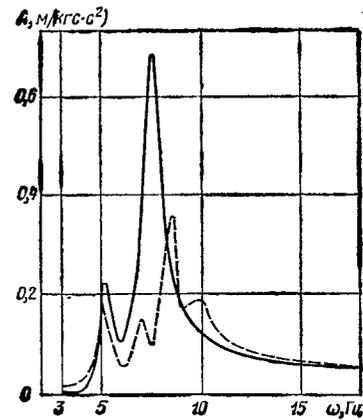


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных перемещений передней левой опоры силового агрегата легкового автомобиля, вызванных неуравновешенной силой инерции второго порядка

Тип автомобиля и степень его загрузки	Число степеней свободы модели	Частоты собственных колебаний силового агрегата автомобиля в кол/мин					
		6	13	10	8	13	10
Грузовой: негруженный	6	380	256	505	535	640	390
	13	380	256	611	539	700	393
	10	380	256	611	535	700	390
	8	380	256	631	535	581	390
груженный	13	380	256	578	536	655	391
	10	380	256	578	535	655	390
	8	380	256	602	535	646	390
Легковой (4 пассажира и 40 кг багажа)	6	343	421	456	294	546	397
	13	346	422	515	295	568	397
	10	346	422	515	295	567	397
	8	343	421	503	294	573	397
Легковой (5 пассажиров и 50 кг багажа)	6	380	435	538	503	651	616
	13	386	435	589	505	693	617
	10	386	435	589	504	693	617
	8	383	435	584	504	699	617
Легковой (2 пассажира и 20 кг багажа)	13	386	435	590	505	695	617
	10	386	435	590	504	695	617
	8	383	435	586	504	703	617

лицы, усложнение модели в основном отражается на величинах только двух собственных частот; остальные четыре частоты остаются практически неизменными. Изменяющиеся частоты соответствуют формам собственных колебаний, которые близки к перемещениям силового агрегата вдоль вертикальной и вокруг поперечной главных осей инерции. В наибольшей степени сложность модели влияет на собственные частоты колебаний ненагруженного грузового автомобиля; в этом случае допущение о неподвижности рамы занижает частоту собственных колебаний силового агрегата, близких к вертикальным, на 20%, а частоту колебаний, близких к вращению вокруг поперечной оси, — на 10%.

Усложнение модели позволяет уточнить расчет двух рассматриваемых частот колебаний силового агрегата даже при весьма приближенном задании многих параметров исследованных автомобилей. Варьирование в пределах $\pm 30\%$ даже таких параметров, которые оказывают наибольшее влияние на эти частоты (подрессоренной массы автомобиля и величины ее момента инерции относительно поперечной оси), приводит к изменению частот собственных колебаний силового агрегата, не превышающему 5%. Изменения в таких же пределах жесткости подвески автомобиля и шин, моментов инерции подрессоренных масс и момента инерции подрессоренной массы относительно ее продольной оси практически совсем не отражаются на величинах собственных частот колебаний силового агрегата.

Расчеты показали, что для более достоверной оценки спектра собственных частот колебаний силового агрегата легкового автомобиля следует использовать динамическую модель, имеющую восемь степеней свободы. Для грузового автомобиля же-

лательно применять модель с десятью степенями свободы, однако заметное уточнение дает и более простая модель — с восемью степенями свободы.

На основании амплитудно-частотных характеристик колебаний силового агрегата автомобиля, полученных для моделей различной сложности, можно сделать следующие выводы. Если возмущающее воздействие заметно возбуждает только такие формы собственных колебаний силового агрегата, частоты которых не изменяются при усложнении модели, то для расчета вынужденных колебаний можно использовать применявшуюся ранее модель с шестью степенями свободы. К возмущениям, обладающим этим свойством, в большинстве случаев относятся реактивный крутящий момент, действующий вокруг оси коленчатого вала, и момент от неуравновешенных сил инерции второго порядка V-образных двигателей, действующий в горизонтальной плоскости, проходящей через ось коленчатого вала. Амплитудно-частотные характеристики колебаний силового агрегата, построенные для таких возмущений для моделей разной сложности, практически совпали во всем исследованном диапазоне частот (начиная с 3 Гц).

Положение меняется, если возмущающее воздействие вызывает вертикальные колебания силового агрегата или его колебания вокруг поперечной оси. Так действуют, например, неуравновешенная сила инерции второго порядка у четырехцилиндровых двигателей и неуравновешенные вследствие дисбаланса двигателя в сборе или динамического дисбаланса карданного вала центробежные силы инерции. В этих же направлениях происходят в основном колебания силового агрегата, вызванные движением автомобиля по неровностям дорожного полотна. Форма амплитудно-частотных характеристик, построенных для таких колебаний, в области частот, охватывающей резонансы собственных колебаний силового агрегата, существенно зависит от степени сложности использованной динамической модели.

На рис. 2 приведены амплитудно-частотные характеристики перемещений в вертикальном направлении передней левой опоры силового агрегата легкового автомобиля с четырехцилиндровым рядным двигателем, которые вызваны действием неуравновешенной силы инерции второго порядка и построены для моделей с шестью (сплошная линия) и восемью (штриховая линия) степенями свободы. Существенные различия наблюдаются только в низкочастотной области (ниже 15 Гц), лежащей по отношению к силам инерции второго порядка в нерабочей зоне частот вращения коленчатого вала двигателя (менее 450 об/мин). Таким образом, в рассматриваемом случае не требуется усложнять динамическую модель силового агрегата по сравнению с принятой ранее.

Усложнение окажется необходимым, если снизится частота возмущения. Это произойдет, например, в том случае, когда колебания будут вызваны остаточным дисбалансом коленчатого вала двигателя в сборе со сцеплением. При этом частота вращения коленчатого вала на холостом ходу двигателя попадет в область максимальных расхождений амплитудно-частотных характеристик, так как частота возмущения совпадает с частотой вращения вала, и возмущение частотой 15 Гц будет получаться при 900 об/мин.

Особенно настоятельна необходимость усложнения динамической модели при построении амплитудно-частотных характеристик колебаний силового агрегата, вызванных движением автомобиля по дорожным неровностям. Об этом свидетельствует, например, рис. 3, где сопоставлены амплитудно-частотные характеристики относительно вертикальных перемещений сило-

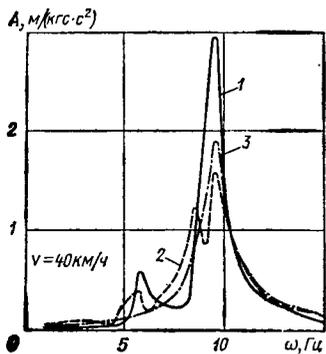


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики относительных вертикальных перемещений силового агрегата легкового автомобиля: 1 — задняя опора; 2 — передняя опора; 3 — модель с тремя степенями свободы

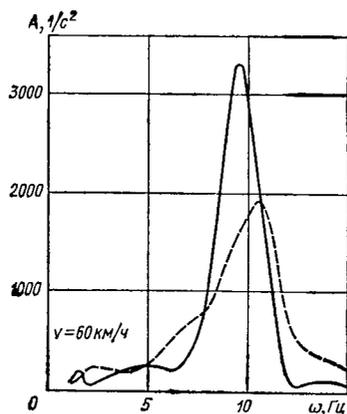


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений силового агрегата грузового автомобиля (модель с десятью степенями свободы)

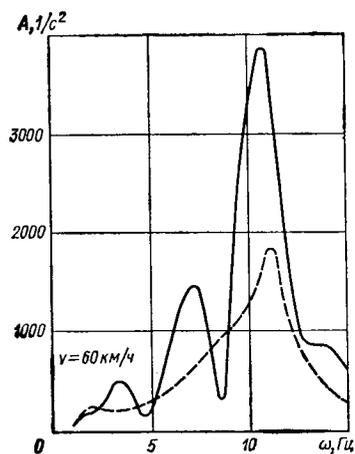


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений передней опоры силового агрегата негруженого грузового автомобиля (сплошная линия — модель с десятью степенями свободы, штриховая — с восемью степенями свободы)

вого агрегата легкового автомобиля, подсчитанные для моделей с тремя (кривая 3) и десятью (кривые 1 и 2) степенями свободы. В области ниже 10—12 Гц, в которой особенно велика интенсивность возмущений, возбуждаемых движением автомобиля по дорожным неровностям, модель с тремя степенями свободы дает совершенно неверное представление о резко различающихся между собой в действительности величинах амплитуд колебаний отдельных опор силового агрегата. Другой пример, подтверждающий существенное различие нагруженности опор силового агрегата, приведен на рис. 4, на котором изображены амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений передней (сплошная линия) и задней (штриховая линия) опор силового агрегата грузового автомобиля.

Необходимая степень уточнения динамической модели, используемой для расчета колебаний силового агрегата, вызванных движением автомобиля по дороге с неровностями, в различных случаях неодинакова. Например, для исследованных легковых автомобилей амплитудно-частотные характеристики колебаний силового агрегата, подсчитанные для моделей с восьмью и десятью степенями свободы, не имели больших отличий. В подобных случаях допустимо ограничить уточнение используемой ранее простейшей модели с учетом того, что силовой агрегат имеет не одну, а шесть степеней свободы.

По-другому решается этот вопрос для исследованного грузового автомобиля. Амплитудно-частотные характеристики колебаний силового агрегата грузового автомобиля, построенные для моделей с восьмью и десятью степенями свободы, имели несколько большие, чем в предыдущем случае, расхождения (эта характеристика для модели с десятью степенями свободы зависит от скорости движения, определяющей сдвиг фаз возмущений, передаваемых через передние и задние колеса автомобиля, следовательно, различия между характеристиками для моделей с восьмью и десятью степенями свободы также зависят от скорости автомобиля). Однако и в этом случае, по-видимому, можно применять более простую модель с восьмью степе-

нями свободы, не требующую знания величины момента инерции подрессоренной массы автомобиля относительно ее поперечной главной оси инерции. Определение этого момента для грузового автомобиля вызывает известные трудности.

Для негруженого автомобиля амплитудно-частотные характеристики колебаний силового агрегата автомобиля различаются настолько сильно (рис. 5), что для получения достоверной информации об уровне нагруженности опор необходимо использовать динамическую модель с десятью степенями свободы.

Таким образом, проведенные расчетные исследования показали, что для расчета вынужденных колебаний силового агрегата, вызванных работой двигателя, в большинстве случаев пригодна применявшаяся ранее модель силового агрегата, в которой он рассматривается как твердое тело с шестью степенями свободы, установленное на неподвижном основании. При определении спектра собственных частот колебаний силового агрегата предпочтительнее использовать более сложную модель, имеющую не менее восьми степеней свободы. Для получения достоверных данных о нагруженности опор силового агрегата при колебаниях, вызванных движением автомобиля по неровностям дорожного полотна, целесообразно применять модель с десятью степенями свободы. Используемая ранее модель с тремя степенями свободы не позволяет выявить разницу в амплитудах колебаний отдельных опор и пригодна только для ориентировочной оценки виброизоляции силового агрегата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Резвяков Е. М., Тольский В. Е. Оценка виброакустических характеристик кузова легкового автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1973, № 6, с. 17—19.
2. Колебания силового агрегата автомобиля / В. Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев и др. М., Машиностроение, 1976.

УДК 629.113.004

Ремень безопасности со встроенным индикатором перегрузки

В. М. ЛОБОВА, Ф. Е. МЕЖЕВИЧ, В. Н. ФРИДЛЯНОВ
НАМИ

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ обеспечение потребности в ремнях безопасности и комплектация ими основных моделей легковых автомобилей, выпускаемых промышленностью, ставят вопрос о широком введении ремней безопасности в практику дорожного движения, организации контроля их технического состояния и правильности эксплуатации.

В соответствии с работами [1 и 2] и международными предписаниями по ремням безопасности после дорожно-транспортного происшествия ремень подлежит замене (обязательная замена ремней после аварии автомобиля предписывается инструкциями к пользованию ремнями, выпускаемыми всеми фирмами).

Способность элементов ремня воспринимать значительные растягивающие усилия и обеспечивать поглощение достаточно большой части кинетической энергии удара проявляется многократно. При нагрузках, больших предельных [1], в ремне происходят необратимые изменения, резко снижающие его прочность и энергопоглощающие свойства при повторном аварийном нагружении. Обычно владельцы автомобилей, попавших в аварию, стремясь ограничиться минимальными затратами на ремонт, часто не заменяют подвергшиеся перегрузке ремни, как это обязательно требуется, причем ни владельцы автомобилей, ни органы дорожного надзора не в состоянии определить, достигла ли перегрузка ремня при данной аварии норма-

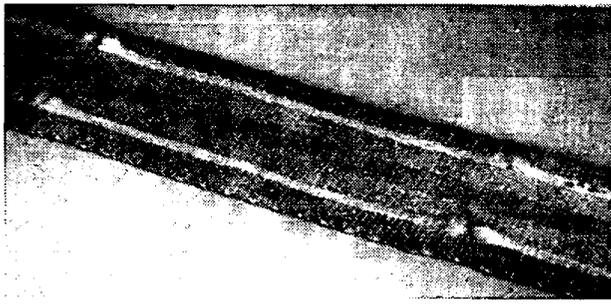


Рис. 1. Лента для ремней безопасности со встроенным индикатором перегрузки после испытаний

тивной величины. По этой причине актуально создание ремней безопасности со встроенными в них индикаторами перегрузки, позволяющими осуществлять визуальный контроль пригодности ремней к дальнейшей эксплуатации после дорожно-транспортного происшествия и безошибочно выбраковывать ремни, подвергшиеся перегрузке. Это дало бы возможность владельцам автомобилей своевременно заменить непригодные к дальнейшей эксплуатации ремни, органам автомобильной инспекции контролировать такую замену, а производителям ремней избежать неоправданной дискредитации их продукции.

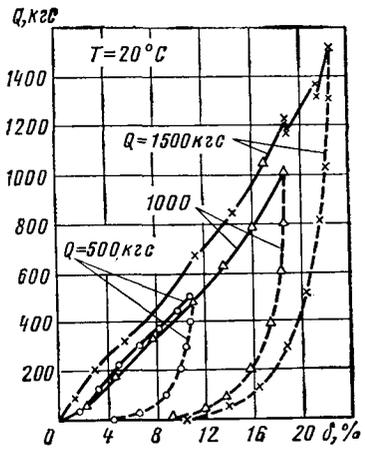
Известные попытки решения этой актуальной проблемы с помощью силомерительных устройств предельного типа, например индикаторов, встроенных в металлическую арматуру ремней, не получили распространения из-за сложности конструкции. Известны также тканые ленты для ремней безопасности, состоящие из нитей основы, имеющих различное относительное удлинение при разрыве, и переплетенных с ними нитей утка, при этом нити с наименьшим удлинением при разрыве расположены между слоями нитей утка и не выходят на поверхность ленты. Обеспечивая большое энергопоглощение, такие ленты имеют, однако, недостаток, заключающийся в том, что установить факт разрушения отдельных нитей или всех нитей основы с наименьшим относительным удлинением при разрыве, который делает непригодным ремень к дальнейшей эксплуатации, по внешнему виду ленты невозможно, необходимо ее вскрытие.

В основу разработки была поставлена задача создания такой тканой ленты для ремней безопасности, которая благодаря встроенному индикатору перегрузки позволяла бы визуально контролировать пригодность ремня безопасности к дальнейшей эксплуатации после аварийного его нагружения в дорожно-транспортном происшествии.

Поставленная задача решается тем, что в тканой ленте, состоящей из нитей основы, имеющих различное относительное удлинение при разрыве, и переплетенных с ними нитей утка, нити основы с наименьшим относительным удлинением вплетены между остальными нитями основы таким образом, что образуют по меньшей мере одну выделяющуюся полосу, и отношение относительного удлинения нитей этой полосы к величине относительного удлинения остальных нитей основы меньше отношения предельного растягивающего усилия ленты к ее фактическому разрывному усилию.

В результате этого указанная полоса разрушается при нагружении ленты усилием, близким к нормативному [1], и, та-

Рис. 2. Кривые нагружения (сплошные линии) и разгрузки (штриховые линии) ленты с индикатором для максимальных усилий нагружения



ким образом, служит индикатором, необратимо меняющим внешний вид ленты.

На рис. 1, где показана лента со встроенным индикатором перегрузок после испытаний, четко видно срабатывание индикатора.

На рис. 2 показаны кривые нагружения и разгрузки ленты с индикатором, имеющим диапазон срабатывания 1200—1300 кгс (материал рабочих нитей — капрон, материал индикаторных нитей — лавсан). Отношение площади, заключенной диаграммой «нагружение — разгрузка», к площади фигуры, образованной кривой нагружения, вертикалью, опущенной на ось абсцисс из точки, соответствующей максимальной нагрузке, и осью абсцисс, принято называть коэффициентом статического энергопоглощения. Указанный коэффициент для ленты со встроенным индикатором перегрузки и заданной нормативной величины нагружения, равной 1500 кгс, находится в пределах 65—90% и зависит для данного образца от числа циклов нагружения (с ростом числа циклов нагружения коэффициент статического энергопоглощения уменьшается) и температуры.

Целесообразно, чтобы отношение относительного удлинения δ индикаторной полосы к величине относительного удлинения остальных нитей основы было меньше на 1—5% отношения предельного растягивающего усилия к ее фактическому разрывному усилию при максимальном значении первого отношения, определяемого нестабильностью технологии изготовления нитей и ленты.

Указанное уменьшение на 1—5% выбрано для учета непредвиденных изменений свойств нитей за пределы крайних значений их относительных удлинений, гарантированных изготовлением (под нестабильностью изготовления нитей и ленты следует понимать неизбежный разброс параметров механических свойств как внутри данной партии нитей и ленты, так и при сравнении нитей и ленты разных партий, определяемых разнотолщинностью нитей и неоднородностью их структуры).

Лента может иметь несколько непрерывных индикаторных полос, крайние из которых должны быть расположены от кромок ленты на расстоянии $1/8$ — $1/3$ ее ширины. Расположение индикаторных полос на указанных расстояниях от кромок позволяет обеспечить наиболее точное срабатывание индикатора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- ГОСТ 18837—73. Ремни безопасности для водителей и пассажиров автотранспортных средств. Технические требования и методы испытаний.
- Определение мест креплений ремней безопасности по координатам контрольной точки сиденья / М. А. Андронов, Ф. М. Межевич, Ю. К. Гаврютин и др. — В сб.: Конструкция автомобилей, № 3, М., НИИНавтопром, 1972.

Кузова легковых автомобилей высшего класса

Канд. техн. наук Г. М. БАГРОВ, В. К. БОЙКО, Е. Д. ГУСЕВ

Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, Московский автозавод им. И. А. Лихачева

УСЛОВИЯ эксплуатации легковых автомобилей высшего класса, требования, предъявляемые к этим автомобилям по комфортабельности и безопасности, в значительной степени влияют на конструкцию кузова и его отдельных элементов. У кузовов автомобилей данного класса большой объем занимают подкапотное пространство и багажное. В связи с высокими требованиями, предъявляемыми к комфортабельности, при повышенной вместимости (6—7 пассажирских мест) значительно увеличен пассажирский салон, что существенно влияет на габаритные размеры всего автомобиля. У автомобилей рассматриваемого класса как отечественных, так и зарубежных, габаритные размеры отличаются незначительно.

Все модификации автомобилей высшего класса, как правило, разрабатываются на базе автомобилей с двухрядной планировкой сидений. Однако если в этом случае унификация агрегатов шасси не представляет сложности, то унификация кузовов (двух- и трехрядных автомобилей), не заложённая в процессе проектирования, затруднительна.

Унификация кузовов автомобилей с разной колесной базой осложняется тем, что должны учитываться сопряжения криволинейных поверхностей наружных панелей кузова и обеспечиваться соответствующая жесткость силовой схемы.

Выпуск легковых автомобилей высшего класса с кузовами типов лимузин (с перегородкой за спинкой переднего сиденья),

Модель автомобиля	Ширина сечения основания кузова в см	F в см ²	W _x в см ²		W _y в см ²		W _ω в см ²	
			W _x /F	W _y /F	W _ω /F	W _ω /F		
Меркюри	189,8	35,6	35,0	1396	4124	0,984	39,2	115,8
Кадилак	189,6	49,22	38,6	1391	5313	0,785	28,3	108,0
ЗИЛ-114	194,2	30,5	27,5	1335	2809	0,902	43,8	92,1
Бюик	152	22,18	43,1	726	3957	1,942	32,7	178,4
Роллс-Ройс	173,2	28,84	44,0	1109	5916	1,526	38,5	205,1
Мерседес-Бенц	187,8	32,54	90,1	1284	7255	2,768	39,5	223

кабриолет (с мягким откидывающимся верхом) и ландоле (с мягким откидным верхом над пассажирским салоном и съемной жесткой крышей над отделением водителя) ограничен.

Вследствие этого целесообразно в период проектирования кузовов базовых моделей автомобилей (двухрядных, типов седан или хардтоп) предусматривать возможность изготовления перечисленных выше модификаций. В начальной стадии проектирования это вызывает определенные трудности, однако при последующих разработках и в процессе всех предполагаемых модификаций можно получить значительную экономию материальных средств и сократить сроки подготовки внедрения в производство этих модификаций.

Существующее мнение, что на рамные легковые автомобили можно устанавливать кузова различных модификаций, справедливо только в случае сохранения при этом базы. При создании модификации кузовов с трехрядной планировкой сидений, а также модификаций без жесткой крыши одной из основных проблем является сохранение необходимой жесткости силовой схемы корпуса кузова. Для рамного автомобиля можно частично повысить жесткость системы за счет некоторого усиления самой рамы. Однако необходимо иметь в виду, что усиление рамы, не обеспечивая значительного возрастания жесткости, существенно увеличивает массу всего автомобиля. Более ощутимого повышения жесткости всей системы можно достичь в результате создания более рациональной конструкции самого кузова и, в частности, его основания и крыши. При необходимости изготовления автомобилей с кузовами типа кабриолет и ландоле дополнительную жесткость можно получить лишь за счет выбора соответствующей конструкции основания кузова, которое воспринимает и несет основную нагрузку.

Представляется целесообразным проанализировать конструкции оснований кузовов некоторых легковых автомобилей, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации.

Рассмотрим поперечные сечения оснований кузовов легковых автомобилей высшего класса:

1) кузова рамных автомобилей — Форд-Меркюри выпуска 1960 г. (седан, четырехдверный); Кадилак-Флитвуд-75 выпуска 1961 г. (лимузин, четырехдверный); ЗИЛ-114 (лимузин, четырехдверный); Бюик выпуска 1975 г. (кабриолет, двухдверный, открытый);

2) несущие кузова — Роллс-Ройс, Сильвер-Шеддоу выпуска 1968 г. (седан, четырехдверный); Мерседес-Бенц 600 выпуска 1968 г. (лимузин, шестидверный).

Поперечные сечения оснований кузовов зарубежных автомобилей получены путем создания эскиза с натуры. При этом ввиду трудности измерения толщин материалов для всех элементов оснований кузовов зарубежных автомобилей они приняты равными 1 мм, что является вполне достоверным и облегчает возможность сравнения с поперечным сечением основания кузова автомобиля ЗИЛ-114.

Для оценки прочностных и жесткостных параметров рассматриваемых поперечных сечений оснований кузовов определяли: моменты инерции J_x , J_y относительно главных центральных осей, площадь F поперечного сечения, обобщенный (главный) секториальный момент инерции J_ω .

При этом моменты инерции характеризуют сопротивляемость сечения изгибу относительно соответствующих осей, секториальный момент инерции — сопротивляемость сечения кручению, площадь поперечного сечения — металлоемкость. Кроме того, эти характеристики использовались с целью определения удельных характеристик W_x , W_y , W_ω .

Для оценки поперечных сечений рассматривали также соотношения

$$\frac{W_x}{F}; \frac{W_y}{F}; \frac{W_\omega}{F},$$

где $W_x = \frac{J_x}{Y_{\max}}$; $W_y = \frac{J_y}{X_{\max}}$ — моменты сопротивления относительно осей x и y ;

$W_\omega = \frac{J_\omega}{\omega_{\max}}$ — обобщенный секториальный момент сопротивления.

Чем больше эти соотношения, тем удачнее выбрана форма конструкции и тем эффективнее используется металл.

В табл. 1 приведены некоторые характеристики для рассматриваемых поперечных сечений оснований кузовов.

Анализ приведенных данных показал следующее.

1. Значения ширины рассматриваемых поперечных сечений оснований кузовов автомобилей (кроме автомобиля Бюик) находятся примерно в одних пределах.

2. Поперечное сечение основания кузова автомобиля Кадилак рамной конструкции имеет максимальную площадь, а поперечное сечения несущих кузовов рассмотренных автомоби-

лей — значительно меньшую. Если учесть, что общая площадь поперечного сечения основания для рамного автомобиля складывается из площадей поперечного сечения основания и поперечного сечения рамы, то становится понятным, что конструктивное оформление элементов основания несущего кузова значительно легче.

3. Моменты сопротивления относительно оси x (см. рисунок) более высокие для оснований кузовов автомобилей Бюик, Роллс-Ройс и Мерседес-Бенц. Жесткость сечения на изгиб тем больше, чем больше момент сопротивления. Этот момент сопротивления должен быть выше для основания кузова автомобиля Бюик, поскольку кузов открытый.

Момент сопротивления относительно оси x для поперечного сечения основания кузова автомобиля ЗИЛ-114 находится в пределах рассматриваемых рамных автомобилей с закрытыми кузовами. Моменты сопротивления относительно оси y для всех рассмотренных поперечных сечений оснований кузовов автомобилей находятся практически в одних и тех же пределах. Исключение составляет поперечное сечение основания кузова автомобиля Бюик, поскольку ширина этого сечения меньше остальных. Из анализа обобщенных секториальных моментов сопротивления поперечных сечений кузовов первых трех автомобилей (Форд-Меркюри, Кадилак-Флитвуд, ЗИЛ-114) видно, что поперечное сечение основания кузова автомобиля ЗИЛ-114 самое «мягкое», т. е. при всех других равных условиях соответствующая жесткость на кручение достигается за счет жесткости рамы автомобиля.

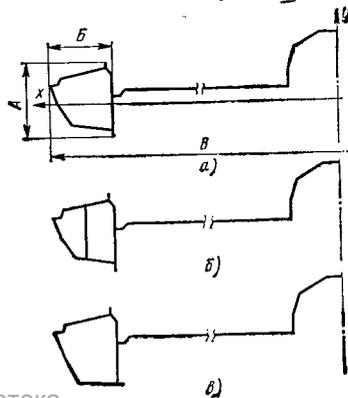
Значения обобщенных секториальных моментов сопротивления для поперечных сечений оснований несущих кузовов рассмотренных автомобилей выше остальных. Это объясняется тем, что при закручивании автомобиля основную нагрузку должно воспринимать только основание кузова, так как отдельной рамы уже нет. Как уже указывалось, сопротивляемость поперечного сечения кручению характеризуется величиной секториального момента инерции. Если для поперечных сечений оснований кузовов рассмотренных рамных автомобилей значение секториального момента инерции составляет 1614780—4731660 см⁶, то для поперечного сечения основания кузова автомобиля Мерседес-Бенц секториальный момент инерции равен 9106850 см⁶.

Отношение W_x/F для первых трех поперечных сечений находится примерно в одном диапазоне и стремится приблизиться к единице. Для поперечного сечения основания кузова автомобиля Бюик это отношение приближается к двум, а для поперечного сечения несущего кузова автомобиля Мерседес-Бенц — равно 2,768.

Отношения W_y/F для всех рассмотренных поперечных сечений оснований кузовов автомобилей (кроме автомобилей Кадилак и Бюик) находятся примерно в одних и тех же пределах. Наибольшее значение этого отношения у автомобиля ЗИЛ-114, а малое — у автомобиля Бюик ввиду малой ширины поперечного сечения.

Отношение W_ω/F для трех первых поперечных сечений оснований кузовов автомобилей составляет только 92,1—115,8 см², а для этих же сечений автомобилей Бюик, Роллс-Ройс и Мерседес-Бенц оно значительно выше.

Для поперечных сечений оснований несущих кузовов автомобилей, несмотря на то, что ширина и площадь их меньше, чем поперечных



сечений оснований кузовов рамных автомобилей (кроме автомобиля Бюнк), геометрические удельные характеристики во многих случаях выше (в частности, и повышенные моменты сопротивления относительно оси x). Это объясняется выбором более рациональной формы и конфигурации поперечных сечений. Теоретическое обоснование выбора рациональной формы поперечного сечения основания или крыши при действии крутящей нагрузки опубликовано ранее¹. Рассмотрение конфигурации и формы поперечных сечений оснований несущих кузовов автомобилей Роллс-Ройс и Мерседес-Бенц подтверждает сделанные в опубликованной работе выводы.

Таким образом, при необходимости создания на одной базе нескольких модификаций автомобилей высшего класса с кузовами различных типов прежде всего необходима тщательная проработка оснований будущих кузовов. На рисунке приведены три варианта поперечных сечений основания кузова рамного легкового автомобиля высшего класса. У всех вариантов одинаковы расположение и конфигурация панели пола. Отличаются эти сечения только конфигурациями краевых коробок. При этом общая ширина сечений, габаритные размеры краевых коробок, толщины отдельных элементов для всех сечений — одинаковы. Первое и второе сечения (a и b) имеют одинаковые внешние конфигурации порогов пола (A, B — габаритные размеры), но в сечении (b) поставлена внутренняя перегородка. Третье сечение ($в$) имеет максимально развитые по высоте пороги пола с учетом компоновочных возможностей (не выходя из габаритов).

¹ Школьников М. Б., Багров Г. М. Исследование напряженного состояния основания и крыши несущего кузова легкового автомобиля при кручении. — Автомобильная промышленность, 1971, № 12, с. 25—28.

Сечение (по рисунку)	F в см ²	W_x в см ³	W_y в см ³	W_ω в см ⁴	$\frac{W_x}{F}$ в см	$\frac{W_y}{F}$ в см	$\frac{W_\omega}{F}$ в см ²
a	28,78	24,8	1190	3063	0,862	41,3	106,4
b	31,6	26,4	1428	3551	0,836	45,1	112,4
$в$	29,44	29,8	1244	3724	1,012	42,3	126,5

В табл. 2 приведены характеристики для трех рассматриваемых вариантов поперечных сечений оснований.

Уже в стадии проработки поперечного сечения основания кузова (без подробного анализа) даже при не очень значительных изменениях его конфигурации можно отметить изменение показателей, характеризующих сечение.

Материалы исследований позволяют сделать теоретически обоснованный вывод о том, что при всех прочих условиях несущий кузов легкового автомобиля высшего класса в части основания будет иметь меньшую металлоемкость, чем кузов с рамой. Однако только по поперечным сечениям оснований нельзя сделать вывод, насколько будет ниже металлоемкость всего кузова, так как имеет значение и конструктивное оформление всех элементов кузова, включая основание. Бесспорно, что в автомобиле с несущим кузовом используется пространственная возможность формы, в то время как в рамном автомобиле из-за компоновочных особенностей не могут быть достаточно развитыми ни сечения рамы, ни сечения основания кузова.



К вопросу точности регулирования углеродного и азотного потенциалов печных атмосфер при цементации и нитроцементации деталей

УДК 621.78:66.04

В. Л. МЕЛЕШКИН, канд. техн. наук В. М. ЗИНЧЕНКО

НИИТавтопром

В ПРОБЛЕМЕ автоматического регулирования параметров печных атмосфер при химико-термической обработке деталей актуальным является определение допустимых погрешностей регулирования параметров, в частности углеродного и азотного потенциалов, как наиболее важных по влиянию, оказываемому ими на свойства обрабатываемых деталей, и сложных по практической реализации их контроля и регулирования. Решение этой задачи позволит рационально подойти к вопросу проектирования автоматических регуляторов углеродного и азотного потенциалов и применения этих приборов в соответствии с конкретными условиями эксплуатации обрабатываемых деталей.

При определении допустимых погрешностей регулирования углеродного и азотного потенциалов были использованы зависимости различных прочностных характеристик от содержания в слое углерода типа $z=f(\%C)$ и суммы углерода и азота — типа $z=f(\%C, \%N)$ [1—3].

Методика обчета характеристик заключалась в определении абсолютных величин отклонений от оптимальных концентраций углерода $\Delta\%C$ или оптимальных сумм концентраций углерода и азота $\Delta\Sigma(\%C, \%N)$, обуславливающих уменьшение величин характеристик соответственно на 5, 10 и 15% от их максимальных значений.

В качестве примера (рис. 1) представлено графическое определение допустимых отклонений от оптимума $\Delta\Sigma(\%C, \%N)$ для 5-, 10- и 15%-ного уменьшения предела усталостной прочности σ_{-1} образцов из стали 15ХГНТА [1]. Найденные величины равны соответственно 0,07; 0,11 и 0,14 ($\%C + \%N$). Обсчет характеристик проводили по принципу экстремальности, т. е. исследовали наиболее крутые ветви кривых, дающих более «жесткие» результаты.

Аналогично был проведен анализ характеристик типа $z=f(X)$, где аргументом является толщина X слоя [1 и 2]. Обсчет этих характеристик с использованием номограмм [4 и 5]

типа $X=f(\varphi_C, \tau)$ (φ_C — углеродный потенциал; τ — время обработки) показал, что допустимые отклонения толщины слоя от номинальной разрешают большие погрешности регулирования углеродного потенциала по сравнению с ограничениями, полученными при обчете характеристик типа $z=f(\%C)$ и $z=f(\%C, \%N)$. Поэтому, исходя из принципа экстремальности, для дальнейших расчетов были использованы результаты, полученные при анализе характеристик типа $z=f(\%C)$ и $z=f(\%C, \%N)$.

Статистическая обработка результатов анализа позволила установить примерный регламент по погрешности регулирования углеродного потенциала $\Delta\varphi_C$ и сумме погрешностей регулирования углеродного и азотного потенциалов $\Sigma(\Delta\varphi_C, \Delta\varphi_N)$ для

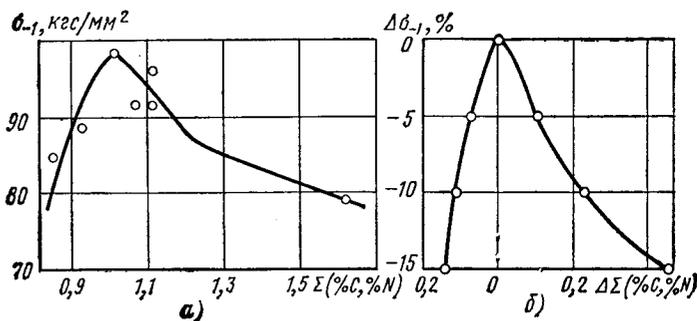


Рис. 1. Зависимость предела усталости σ_{-1} образцов из стали 15ХГНТА от суммарного содержания углерода и азота $\Sigma(\%C, \%N)$ в нитроцементованном слое (а) и изменения предела усталости от абсолютной величины отклонения $\Delta\Sigma(\%C, \%N)$ от оптимального значения (б)

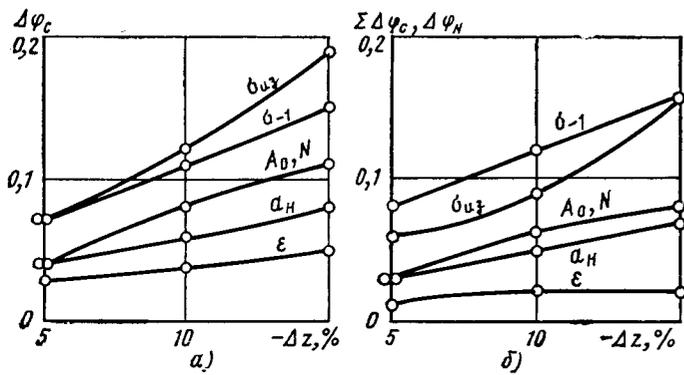


Рис. 2. Зависимость допустимой погрешности регулирования углеродного потенциала (а) и суммы погрешностей регулирования углеродного и азотного потенциалов (б) от величины уменьшения прочностной характеристики (σ_{-1} ; $A_{0,N}$; a_H ; ε) (в % к ее максимальному значению)

различных видов прочностных характеристик. Были выведены оценки математических ожиданий \tilde{M} и среднеквадратичных отклонений $\tilde{\sigma}$ погрешностей. Для большей достоверности в зависимостях

$$\Delta\varphi_C = f[-\Delta z (\%)] \text{ и } \Sigma(\Delta\varphi_C, \Delta\varphi_N) = f[-\Delta z (\%)]$$

величины допустимых ошибок были представлены как $\tilde{M} \sim \tilde{\sigma}$, т. е. при построении зависимостей был использован элемент экстремальности. Эти зависимости показаны на рис. 2 в виде графиков. Видно, что требования к допустимым погрешностям $\Delta\varphi_C$ и $\Sigma(\Delta\varphi_C, \Delta\varphi_N)$, предъявляемые прочностными характеристиками различных видов, довольно широко варьируются, например в случае $\Delta z = -10\%$ от 0,04% С для износостойкости ε до 0,12% С для статического изгиба $\sigma_{из}$ (рис. 2, а). Экстремальный подход, т. е. выбор наиболее «жесткого» случая, нельзя считать целесообразным, поскольку он может привести к неоправданно большим расходам при проектировании и эксплуатации приборов с повышенным классом точности. Поэтому необходимую точность регулирования лучше определять на основании характеристик тех испытаний, которые более близки к условиям эксплуатации цементованных и нитроцементованных деталей.

В работах [3 и 6] отмечается, что среди причин, вызывающих преждевременный выход из строя валов и шестерен, наиболее значение имеют усталостные процессы (до 70%). В связи с этим можно предположить, что в семействах зависимостей $\Delta\varphi_C = f[-\Delta z (\%)]$ и $\Sigma(\Delta\varphi_C, \Delta\varphi_N) = f[-\Delta z (\%)]$ наибольший вес имеют кривые σ_{-1} (рис. 2). Данные по долговечности цементованных и нитроцементованных шестерен [1] подтверждают это предположение. На рис. 3 представлена построенная на основании этих данных зависимость, отражающая связь между погрешностью регулирования углеродного потенциала и уменьшением пробега ΔL автомобиля. Сравнение этой зависимости с аналогичной зависимостью для предела усталостной прочности σ_{-1} (рис. 2, а) показывает их удивительное совпадение. Основываясь на этих результатах, в первом приближении примем, что допустимую погрешность регулирования углеродного потенциала при цементации и допустимую сумму погрешностей регулирования углеродного и азотного потенциалов при нитроцементации достаточно достоверно можно определить по допустимой величине уменьшения предела усталостной прочности. Зависимости предела усталостной прочности σ_{-1} от значений

$$\Delta\varphi_C \text{ и } \Sigma(\Delta\varphi_C, \Delta\varphi_N)$$

приведены на рис. 4.

Использование этих зависимостей для определения допустимой погрешности регулирования углеродного потенциала при цементации и допустимой суммы погрешностей регулирования углеродного и азотного потенциалов при

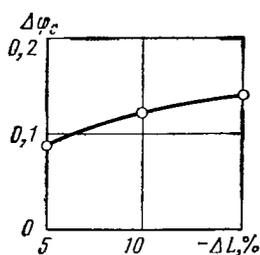


Рис. 3. Зависимость допустимой погрешности регулирования углеродного потенциала от величины уменьшения пробега автомобиля (в % к его максимальному значению)

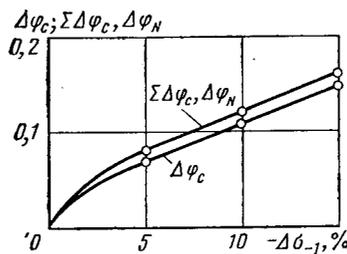


Рис. 4. Зависимость допустимой погрешности регулирования углеродного потенциала и суммы погрешностей регулирования углеродного и азотного потенциалов от величины уменьшения предела усталостной прочности (в % к ее максимальному значению)

нитроцементации требует установления определенности в допустимости «ухудшения» характеристики σ_{-1} . Установление этой определенности предполагает дифференцированный подход к номенклатуре обрабатываемых деталей с точки зрения условий их эксплуатации и «тяжести» отказа, что само по себе довольно сложная задача, требующая отдельного рассмотрения. Однако, если ориентировочно принять для ответственных деталей в качестве предельной величину $\sigma_{-1} = 10\%$, то найденное для этого случая значение $\Delta\varphi_C$ не должно превышать

0,11% С, а значение $\Sigma(\Delta\varphi_C, \Delta\varphi_N)$ — соответственно 0,12% (С, N).

Таким образом, используя зависимость $\Delta\varphi_C = f[-\Delta\sigma_{-1} (\%)]$ (рис. 4), можно дать рекомендации по выбору точности регулирования углеродного потенциала при цементации. Выдача аналогичных рекомендаций для процесса нитроцементации требует дополнительных рассуждений.

Хотя в настоящее время азотный потенциал автоматически не регулируется, операции над азотным потенциалом проводятся и попадают под классификацию ручного регулирования, поскольку имеются обе составляющие регулируемого процесса — контроль (определение содержания азота в слое после обработки) и управление (изменение расхода аммиака ручным способом в соответствии с результатами обработки). Данная система регулирования азотного потенциала малоэффективна в связи с большим временным запаздыванием, свойственным ее организации. Инерционность системы такова, что с точки зрения условий работы системы автоматического регулирования углеродного потенциала данная система вырождается в систему управления, работающую по закону однозначной связи «добавка аммиака — азотный потенциал». Очевидно, что однозначность этой связи искажается многими неучитываемыми факторами, которые в конечном счете и определяют величину погрешности ручного регулирования азотного потенциала $\Delta\varphi_N$.

Поскольку процессы регулирования углеродного и азотного потенциалов взаимонезависимы, а распределение погрешностей регулирования имеет случайный характер, сумму этих погрешностей можно записать в следующем виде:

$$\Sigma(\Delta\varphi_C, \Delta\varphi_N) = \sqrt{(\Delta\varphi_C)^2 + (\Delta\varphi_N)^2}$$

Для рассмотренного случая ручного регулирования азотного потенциала величину $\Delta\varphi_N$, являющуюся пассивной составляющей полученного выражения, можно определить только по экспериментальным данным.

При нахождении величины $\Delta\varphi_N$ были использованы полученные в НИИТавтопроме данные по определению азотного потенциала путем измерения содержания азота в обработанной малоуглеродистой нелегированной фольге [7]. При этом, по аналогии с углеродным потенциалом, предполагалось, что содержание азота в обработанной в течение определенного времени фольге численно равно азотному потенциалу печной атмосферы. Из экспериментального материала, полученного при проведении около 150 анализов фольги, были выведены оценки математического ожидания \tilde{M} (рис. 5) и среднеквадратичного отклонения $\tilde{\sigma}$ величины азотного потенциала в зависимости от величины добавки аммиака и температуры обработки. Усредненное значение среднеквадратичного отклонения величины азотного потенциала $\Delta\varphi_N(\tilde{\sigma}_{ср})$ составило 0,072 при температуре обработки 850°C, 0,052 — при 860°C, 0,022 — при 930°C и 0,044 — при 940°C.

Для дальнейшего расчета были выбраны значения $\Delta\varphi_N$, соответствующие температуре нитроцементации 850°C. Предположив, что разброс значений $\Delta\varphi_N$ подчиняется нормальному закону распределения, воспользуемся правилом «трех сигм»,

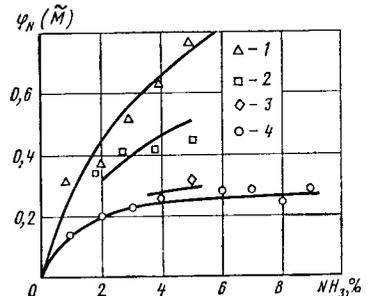


Рис. 5. Зависимость величины азотного потенциала печной атмосферы от добавки аммиака NH_3 и температуры: 1 — 850°C; 2 — 860°C; 3 — 930°C; 4 — 940°C

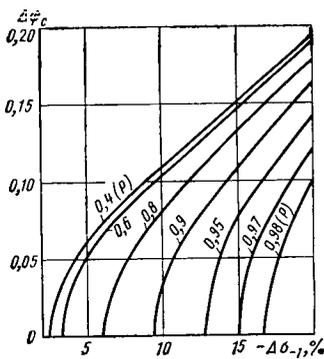


Рис. 6. Зависимость допустимой погрешности регулирования углеродного потенциала при нитроцементации от гарантированной величины уменьшения предела усталостной прочности (в % к ее максимальному значению и с учетом вероятности P существования конкретной зависимости)

согласно которому в данном случае $\Delta\phi N$ равно 0,07; 0,14 и 0,21% N с вероятностью соответственно 68, 95 и 99,7%.

На основании этих данных, графика $\sum (\Delta\phi_c,$

$\Delta\phi_N) = f[-\Delta\sigma_{-1}(\%)]$ (рис. 4) и с использованием приведенно-

го выше выражения построено (рис. 6) семейство зависимостей $\Delta\phi_c = f[-\Delta\sigma_{-1}(\%), P]$ (P — вероятность появления конкретного значения $\Delta\phi_c$). С помощью этой номограммы можно установить, что, например, при предельно достижимой величине $\Delta\phi_c = 0,05\%$ с сохранением величины σ_{-1} в диапазоне $\pm 10\%$ в среднем гарантировано для 85% объема обработанных деталей.

Величины $\Delta\phi_N$, использованные для расчетов допустимых значений $\Delta\phi_c$, получены на основании обработки результатов лабораторных экспериментов, в которых, в отличие от производственных условий, колебания неучитываемых факторов сведены к минимуму. Результаты работ, проведенных в НИИТавтопроме по выявлению роли свободного и связанного азота в нитроцементованном слое, и вытекающее из этого уточнение зависимостей прочностных характеристик от суммы углерода и азота в твердом растворе типа $z = f(\%C, \%N)$ показали следующее. Отклонения величин $\Sigma(\%C, \%N)$ и, следовательно,

$\sum(\Delta\phi_c, \Delta\phi_N)$ от оптимальных значений приводят к несколько большему разбросу в значениях прочностных характеристик по сравнению с приведенными на рис. 2, б. Эти уточнения уменьшают вероятность получения характеристики σ_{-1} в заданном 10%-ном интервале до 70%. Очевидно, такая вероятность не является удовлетворительной с точки зрения современных требований к качеству обработки, и, следовательно, необходимо провести некоторые мероприятия для ее увеличения. Наиболее действенным можно считать уменьшение величины $\Delta\phi_N$ при внедрении в практику нитроцементации автоматических регуляторов азотного потенциала.

Необходимость автоматического регулирования азотного потенциала подчеркивали многие исследователи [8, 9 и др.]. Результаты настоящей работы придают этой проблеме определенный количественный смысл. Руководствуясь предельными значениями $\Delta\sigma_{-1}$ и гарантированной величиной объема продукции, попадающей в заданный диапазон $\pm\Delta\sigma_{-1}$, а также реально достижимой степени точности регулирования углеродного потенциала, несложно рассчитать минимальную гарантированную погрешность регулирования азотного потенциала. Рассчитанную величину погрешности можно использовать как одну из заданных характеристик регулятора при его разработке. Например, при $\Delta\sigma_{-1} = 10\%$, вероятности, близкой к 100%, и $\Delta\phi_c = -0,1\%$ с величина $\Delta\phi_N$, рассчитанная с помощью графика

$\sum(\Delta\phi_c, \Delta\phi_N) = f[-\Delta\sigma_{-1}(\%)]$ (рис. 4) и приведенного выше выражения, не должна превышать 0,07% N.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нормативы по оптимальному насыщению цементованного слоя углеродом, нитроцементованного — углеродом и азотом. М., НИИТавтопром, 1970, кн. IV, с. 36, 44, 49, 50, 52 и 53.
2. Козловский И., С. Химико-термическая обработка шестерен. М., Машиностроение, 1970, с. 14—16, 22, 24, 26.
3. Шубин Р. П., Гринберг М. Л. Нитроцементация деталей машин. М., Машиностроение, 1975, с. 71, 81, 82, 85, 87, 90, 139.
4. Газовая цементация с последующей закалкой и газовое мягкое азотирование. Материалы фирмы Tokyo Heat Treating Company, Ltd.
5. Глинер Р. Е. Определение пределов регулирования углеродного потенциала при цементации. — Механическая и термическая обработка металлов, 1977, № 8, с. 74.
6. Асонов А. Д. Современные методы термической обработки. М., Машиностроение, 1964.
7. Разработка полупрямого метода и аппаратуры для контроля и регулирования углеродного и азотного потенциалов печных атмосфер. М., НИИТавтопром, 1972, кв. I.
8. Калинин А. Т., Новикова А. Я. Оптимальная степень насыщения углеродом и азотом при нитроцементации — Металловедение и термическая обработка металлов, 1965, № 10, с. 2.
9. Козловский И. С. Достижения в области технологии термической обработки и перспективы ее развития. — Металловедение и термическая обработка металлов, 1977, № 10, с. 68.

УДК 629.113.002.3:669

Опыт внедрения твердосплавных неперетачиваемых пластин

П. Д. АЛЕКСАНДРОВ, В. И. МАЛКЕРОВ, Л. Н. БИРБРАЕР

Специальное производственно-технологическое бюро «Оргпримтвёрдосплав»

В ПОСЛЕДНИЕ годы в нашей стране и за рубежом все большее применение находит режущий инструмент, оснащенный высокоэффективными твердосплавными неперетачиваемыми пластинами с высокотвердыми износостойкими покрытиями. Нанесение покрытий на твердые сплавы приводит к созданию принципиально новых инструментальных материалов, характеризующихся достаточной прочностью в сочетании с высокой износостойкостью.

К износостойким покрытиям предъявляются следующие требования: высокая твердость и теплостойкость, низкая склонность к схватыванию с обрабатываемым материалом, высокая стойкость против окисления, прочная связь с подложкой (основой) инструментального материала.

В настоящее время разработано несколько вариантов покрытий, различающихся по составу базового сплава (основы) и покрытия (карбиды, нитриды и карбонитриды титана, карбиды и нитриды молибдена, окись алюминия, кубические нитриды бора и т. д.), по числу и толщине слоев (одно- и многослойные толщиной от 3 до 20 мкм), по технологии нанесения (разные варианты плазменного напыления, электрохимическое и химическое осаждение из газовой фазы и др.).

Анализ литературных данных, результатов лабораторных и производственных испытаний показывает, что для износостойких покрытий чаще всего применяют соединения титана — карбид TiC и нитрид TiN, физико-механические свойства которых приведены в табл. 1.

Многослойные покрытия позволяют создавать инструмент со всевозможными характеристиками для разных областей применения. Так, благодаря чередованию мягких, вязких слоев

твердыми, износостойкими получают пластины, которые успешно работают в жестких условиях при ударных нагрузках. Использование более твердых сплавов способствует резкому повышению скорости резания при точной и чистой обработке. Так, шведская фирма Сандвик Коромант выпускает новые пластины из сплава GC-015 с двухслойным покрытием TiC+Al₂O₃ (5+2 мкм). Такое покрытие позволяет заменять твердые сплавы групп применения P10—P30 (по ИСО) при обработке стальных заготовок и благодаря своей высокой износостойкости может применяться также для сплавов групп P35—P40. При высоких скоростях резания и относительно высоких подачах новые пластины шведской фирмы в пределах групп K10—K20

Таблица 1

Физико-механические свойства	Значения показателей для соединений титана	
	TiC	TiN
Твердость HRA в кгс/мм ²	92,5—93,5	75
Микротвердость H_v в кгс/мм ²	3000	2000
Температура плавления в °C	3150	3205
Теплопроводность в кал/(см · с · град) при температуре 100°С	0,058	0,070
Температура активного окисления в °C	1000	1200
Плотность в г/см ³	4,93	5,43

Таблица 2

Тип покрытия (соединения титана)	Марка твердого сплава (основы)	Условное обозначение сплава с покрытием	Изготовитель основы и покрытия
TiC	K15	C-315	Сандвик Коромант, Швеция
TiC	P25	C-1025	То же
TiC	BK6	BK6/ГТ	П/О «Союзтвердосплав»
TiC	BK6	BK6/ДТ	То же
TiC + TiN	BK6	BK6/ДТА	То же
TiC	TT7K12	TT7K12/ДТ	То же
TiC	T5K10	T5K10/ДТ	То же

превосходят по своим свойствам режущие пластины с другими покрытиями. Их можно использовать также и для сплавов групп M10—M30, в том числе при обработке отливок из ковкого чугуна и чугуна со сфероидальным графитом.

Результаты лабораторных испытаний показали, что стойкость пластин с многослойными покрытиями (TiC+TiN, TiC+Al₂O₃) почти в 3,5 раза выше стойкости пластин (основы) из сплавов BK6, TT10K8B и TT7K12.

Пластины с многослойными покрытиями позволяют получить хорошую сцепляемость твердого покрытия и основы в сочетании с высокой износостойкостью. Это достигается тем, что непосредственно к основе прилегает слой, богатый карбидом титана и обладающий высокой способностью диффузионного сцепления (толщина слоя TiC очень мала, 1—2 мкм). За первым слоем следуют слои карбонитридов (TiC+TiN) с постепенно повышающимся содержанием нитридов. Наружный слой, содержащий почти 90% TiN, характеризуется высоким сопро-

тивленным износу и низкой схватываемостью по отношению к обрабатываемому материалу. Общая толщина покрытия не превышает 10 мкм.

Наиболее широко твердые сплавы с покрытиями применяются при токарной обработке стали и чугуна в условиях автоматизированного производства и на станках с числовым программным управлением.

В 1975—1977 гг. на Горьковском автозаводе была проведена работа по замене пластин с покрытиями зарубежных фирм пластинами отечественного производства на автоматических линиях «Кросс».

Тип покрытий базового и сравниваемого сплава (основы), обозначение и изготовитель пластин и покрытия, которые использовались в процессе работы, приведены в табл. 2.

Во время проведения работ Специальным производственно-технологическим бюро (СПТБ) «Оргпримтвердосплав» были спроектированы и изготовлены пресс-формы для изготовления опытных и промышленных партий многогранных пластин. Кроме того, были изготовлены режцы с механическим креплением пластин для проведения предварительных сравнительных испытаний пластин отечественного и зарубежного производства с износостойкими покрытиями на производственных участках СПТБ «Оргпримтвердосплав».

Производственные сравнительные испытания проводились на автоматических линиях «Кросс» в державках зарубежного производства при обработке промышленных партий заготовок. Обрабатываемыми деталями были правая и левая чашки коробки сателлитов дифференциала заднего моста (отливки из ковкого чугуна КЧ 35—10 твердостью HB 163), ступица заднего моста (отливки из ковкого чугуна КЧ 35—10, HB 168) а также тормозной барабан (отливки из серого чугуна СЧ 18—36, HB 163—229). Обработку заготовок производили в основном по корке, содержащей песок и другие неметаллические включения.

Таблица 3

Вид механической обработки	Условное обозначение сплава с покрытием	Обозначение пластин по ТУ 48-19-63-73	Режимы резания			Показатели режущих свойств пластин	
			v_p в м/мин	s в мм/об	t в мм	стойкость в дет.	средний износ в мм
Черновые операции							
Обтачивание: на проход то же в упор то же	BK6/ДТ	2008-1059	145—180	0,23—0,44	2,5—3,5	135±20	1,13
	BK6/ДТ	2008-1013	70	0,16	4,0	875±68	0,50
	BK6/ДТ	2008-0059	130—150	0,23—0,30	2—2,5	1165±216	0,60
	BK6/ДТА	2008-1059	90—100	0,36	1,5	55±5	2,0
Подрезание: торца с ударом в упор	BK6/ДТ	2008-1059	30—86	0,23—0,44	2,5—4	518±88	0,70
	TT7K12/ДТ	2008-1059	100—145	0,44	1,5	91±10	0,70
	BK6/ГТ	2008-0055	90—110	0,36	2,0	70±5	0,97
Растачивание: сквозное в упор сквозное	BK6/ДТ	2008-1152	30—50	0,23—0,32	2,5—4	1064±257	1,55
	BK6/ГТ	2008-1155	55—65	0,23—0,44	4—5	109±4	0,85
	BK6/ГТ	2008-0155	70	0,23	2,5	125±0	0,90
	T5K10/ДТ	2008-1015	90	0,22	3,5	356±36	1,50
Снятие фасок то же	BK6/ДТ	2008-0059	65—80	0,3—0,44	1—3	2950±183	0,30
	BK6/ДТ	2008-1059	80—145	0,44	3—4	1585±195	0,20
Получистовые операции							
Обтачивание: на проход в упор	BK6/ГТ	2008-1155	127—176	0,15	1,0	422±53	0,78
	BK6/ДТ	2008-0155	114—145	0,18—0,34	1—2	665±82	0,49
Подрезание: торца в упор	BK6/ДТ	2008-1155	60—100	0,55	1,0	421±39	0,70
	BK6/ДТ	2008-0155	80—135	0,36	1—1,5	216±56	0,38
Растачивание: сквозное в упор Снятие фасок	BK6/ГТ	2008-1155	46—86	0,15—0,18	1,5—2	383±34	0,98
	BK6/ДТ	2008-1155	59	0,15	1—1,5	414±97	0,75
	BK6/ГТ	2008-1155	116	0,23	1,0	412±66	1,40
	BK6/ГТ	2008-1155	50—117	0,15—0,18	2—2,5	1920±83	0,30
Чистовые операции							
Обтачивание	BK6/ГТ	2008-0105	171	0,18	0,5	2840±235	0,70
	BK6/ДТ	2008-0110	141—175	0,18	1,5—2	392±15	0,60
Подрезание: торца с ударом	BK6/ГТ	2008-0105	65—90	0,18	0,5	829±331	0,30
	BK6/ГТ	2008-0154	140—220	0,30	1,5—2	287±23	0,95
	TT7K12/ДТ	2008-0106	100—145	0,30	0,5	129±12	0,90
	TT7K12/ДТ	2008-0106	100—145	0,30	0,5	129±12	0,90
Растачивание: сквозное в упор	T5K10/ДТ	2008-1015	91	0,22	0,5	356±38	0,50
	BK6/ДТ	2008-1013	107	0,22	1,0	525±51	0,80
	BK6/ГТ	2008-1104	39	0,30	0,5	2242±435	0,50
	BK6/ГТ	2008-0104	171	0,18	1,0	3042±101	0,70
	BK6/ДТ	2008-0107	60—115	0,18—0,22	0,4	648±122	0,30
	BK6/ГТ	2008-1155	105—154	0,18	1—1,5	1706±310	0,20
Снятие фасок то же	BK6/ДТ	2008-0152	108	0,18	0,7	386±17	1,20

Результаты сравнительных испытаний пластин отечественного и зарубежного производства с износостойкими покрытиями на ряде операций приведены в табл. 3. Форморазмеры отечественных твердосплавных переплетаемых пластин выбирали в полном соответствии с форморазмерами пластин зарубежного производства.

Результаты проведенной работы показали, что при черновой обработке деталей из чугуна целесообразно применять пластины с износостойкими покрытиями, плоской передней поверхностью и отрицательными передними углами. Однако использование таких пластин приводит к значительному увеличению силы резания и не всегда позволяет применять их в многолезцовых инструментах (расточные блоки, зенкеры), а также на операциях получистовой и чистой обработки при повышенных требованиях к шероховатости обрабатываемой поверхности и точности обработки.

В данном случае рекомендуется использовать трех- и четырехгранные твердосплавные переплетаемые пластины без задних углов для черновой обработки и пластины из сплавов BK6/ДТ и BK6/ГТ с задними углами 11° для получистовой и чистой обработки. При циклических (переменных) нагрузках целесообразно использовать сплавы TT7K12/ГТ и TT7K12/ДТ.

Исследование фактической производительности и надежности автоматизированной линии штамповки кузовных деталей

Канд. техн. наук И. К. ТОКАРЕВ, В. Я. ТАБАЧНИКОВ,

В. С. КОМОВ, А. В. ГУБКИН

Автозавод им. Ленинского комсомола

ДЛЯ СОЗДАНИЯ высокопроизводительных линий и комплексов листовой штамповки необходимо проведение исследований производительности автоматических и автоматизированных линий. Цель таких исследований заключается, во-первых, в установлении резервов повышения производительности линий в конкретных условиях эксплуатации и сравнении этих условий, а во-вторых, в необходимости накопления и обобщения опыта эксплуатации линий листовой штамповки, оценке надежности типовых элементов линии, определении целесообразного уровня автоматизации, выборе схем механизмов.

В результате предварительной обработки данных хронометража разработана классификация причин простоев автоматизированной линии (рис. 2), которая позволяет оценить потери рабочего времени из-за отказов разных элементов линии, наметить возможные резервы повышения производительности и определить параметры надежности. В соответствии с классификацией все простои по каждой смене наблюдения группируются по функциональным признакам, что позволяет получить балансы затрат фонда времени при шести- и четырехпозиционной штамповке (см. таблицу).

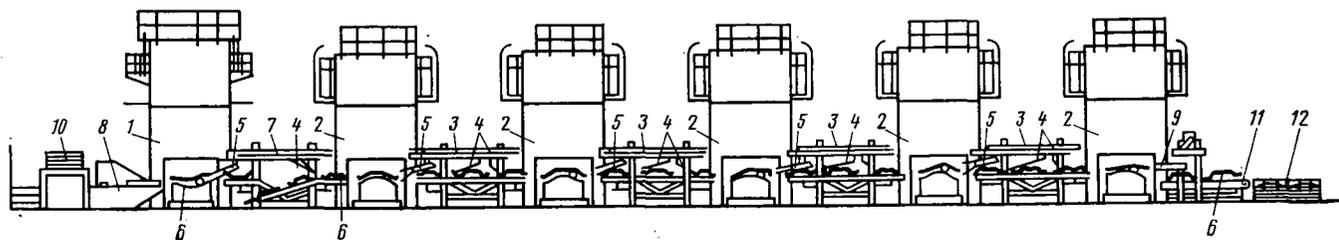


Рис. 1. Принципиальная схема автоматизированной линии штамповки кузовных деталей

На Автомобильном заводе им. Ленинского комсомола проведены исследования фактической производительности и надежности автоматизированной линии штамповки кузовных деталей, созданной на базе листоштамповочных кривошипных прессов (рис. 1). В линию входят пресс двойного действия 1 усилием 500/300 тс и пять прессов простого действия 2 усилием 400 тс. Перемещение полуфабрикатов между позициями штамповки осуществляется средствами автоматизации 3, которые имеют типовой привод с реверсивным электродвигателем и каретку с захватными органами толкающего типа 4. Для удаления полуфабрикатов из рабочей зоны прессов на этих каретках установлены также механические руки 5 с пневматическим приводом.

После вытяжки на прессе двойного действия деталь 6 удаляется механической рукой и при движении между прессами 1 и 2 кантуется на 180° в специальном кантователе, предусмотренном в средствах автоматизации 7. Привод и конструкция толкающих захватных органов и механической руки аналогичны.

Заготовки на первую позицию штамповки подаются загрузчиком 8, а готовые изделия удаляются механической рукой 9 с увеличенным ходом подачи. Ручной труд на линии используется лишь на позиции загрузки для отделения заготовки от стопы 10 и подачи ее в загрузчик, а также на позиции съема готовой продукции для укладки отштампованных изделий с ленточного транспортера 11 в тару 12. Линию при двухсменной работе обслуживает комплексная бригада (16 чел).

В зависимости от технологии штампуемых на линии деталей используются шесть прессов или четыре (два пресса простого действия с соответствующими средствами автоматизации в последнем случае не используются). Хронометраж работы линии был проведен как при шестипозиционной штамповке, так и при четырехпозиционной.

На основании балансов затрат фонда времени строятся балансы производительности автоматизированной линии, которые для наглядности изображены графически (рис. 3). Видно, что при расчетной цикловой производительности автоматизированной линии $Q_{ц} = 12$ шт/мин, определяемой взаимодействием во времени отдельных ее элементов при идеальных условиях их работы и обслуживании линии, фактическая производительность $Q_{ф} = 4,37$ шт/мин при шестипозиционной штамповке и $Q_{ф} = 6,19$ шт/мин при четырехпозиционной. В действительности фактическая производительность не достигает цикловой, поскольку наряду с простоями из-за отказов элементов линии имеются простои организационно-технического характера, а также планируемые простои (например, подналадка и переналадка линии и т. п.).

Простота и наглядность предложенного метода [1 и 2] облегчают проведение анализа и отыскание резервов повышения фактической производительности линии. Простои линии по разным причинам выражены через потери производительности.

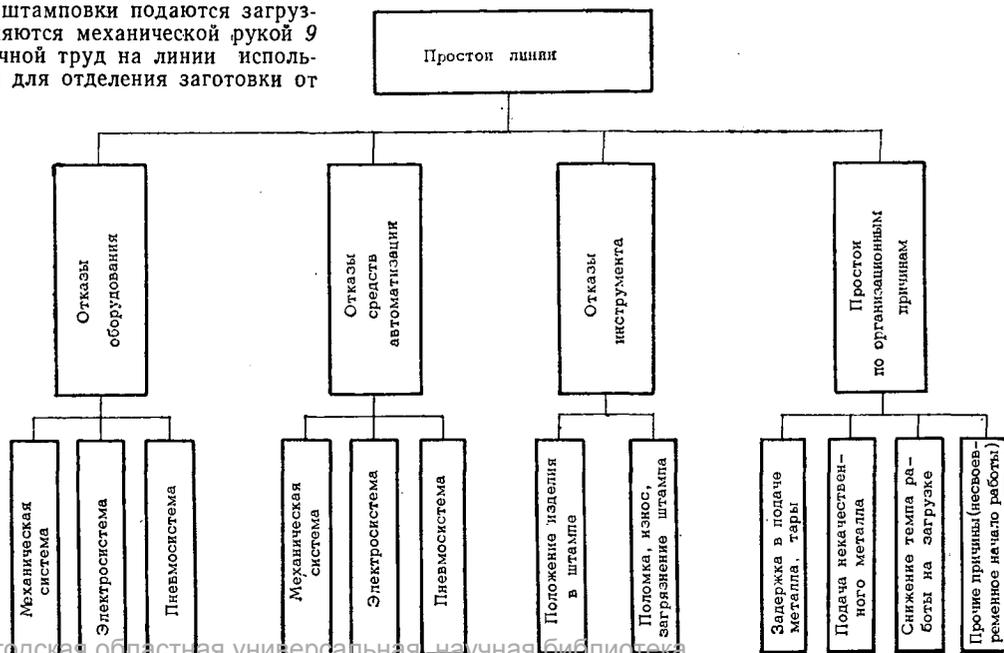


Рис. 2. Классификация причин простоев автоматизированной линии

Показатели	Число позиций штамповки	Причины простоев				Общее значение для линии
		отказы инструмента	отказы средств автоматизации	отказы оборудования	организационные	
Время отказов в мин	6	1258	143	2	—	1403
	4	1425	162	—	—	1587
	6	1043	531	26	230,8	1830,8
	4	267	365	—	559	1191
Время простоев в %: к общему времени к фонду времени	6	56,98	29	1,42	12,6	100
	4	22,42	30,64	—	46,94	100
	6	36,22	18,44	0,9	8	63,56
	4	10,86	14,92	—	22,73	48,41
Параметр потока отказов	6	$9997,5 \cdot 10^{-5}$	$1153,6 \cdot 10^{-5}$	$16,4 \cdot 10^{-5}$	—	$11\ 167 \cdot 10^{-5}$
	4	$9555 \cdot 10^{-5}$	$1099 \cdot 10^{-5}$	—	—	$10\ 654 \cdot 10^{-5}$
Коэффициент надежности	6	10	86,7	6100	—	9
	4	10,5	91	—	—	9,4
Среднее время простоев в мин	6	0,863	4,025	13	—	1,18
	4	0,185	2,25	—	—	0,398

Эти данные показывают, сколько изделий могло бы быть изготовлено на линии в минуту, если бы линия не простаивала по той или иной причине.

Из таблицы и рис. 3 видно, что различия в технологии изготовления, количестве применяемого оборудования и средств автоматизации, а также в конструкции штампов существенно перераспределяют баланс производительности автоматизированной линии. Большое значение при этом имеет не только общее число отказов, но и характер каждого отказа и зависящая от него долговечность элемента. Эта характеристика неразрывно связана с показателями надежности элементов линии, важнейшими из которых являются безотказность и ремонтпригодность. Первый показатель определяет свойство конкретных механизмов в конкретных условиях эксплуатации сохранять работоспособность, а второй показатель — свойство объекта, заключающееся в приспособлении к ремонту и техническому обслуживанию. В рассматриваемом случае при анализе влияния надежности линии на ее производительность в качестве показателя

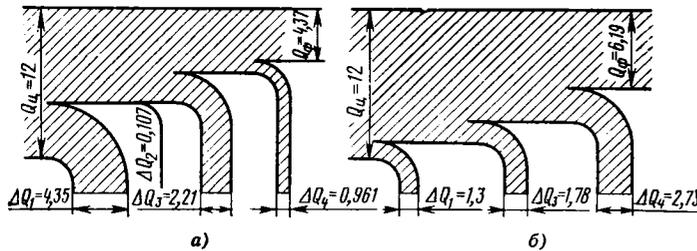


Рис. 3. Балансы производительности автоматизированной линии при шестипозиционной (а) и четырехпозиционной (б) штамповке: $\Delta Q_1, \Delta Q_2, \Delta Q_3, \Delta Q_4$ — соответственно потери производительности (в шт/мин) по инструменту, оборудованию, средствам автоматизации и организационным причинам

теля ремонтпригодности целесообразно использовать среднее время простоя.

Результаты исследования работы линии подтвердили то, что функция надежности имеет экспоненциальный характер [1 и 2]

$$P(t) = e^{-\lambda t},$$

где λ — параметр потока отказов.

Обратная параметру потока отказов величина равна среднему времени T безотказной работы. При известной величине теоретического времени T_c цикла линии среднее время безотказной работы можно перевести в условное число деталей, ко-

торые могут быть изготовлены на линии между двумя отказами. Это условное число получило название [1 и 2] коэффициента надежности: $K_n = T/T_c$.

Основные показатели надежности линии приведены в таблице. На рис. 4 представлены графики статистической (кривые 1) и вероятностной (кривые 2) функций надежности автоматизированной линии при шестипозиционной и четырехпозиционной штамповке. Проверка соответствия расчетной и статистической функции надежности по критерию согласия Пирсона показала хорошее совпадение результатов.

Показатели надежности систем, входящих в автоматизированную линию, существенно различны. Безотказность оборудования, на базе которого создана линия, значительно выше безотказности средств автоматизации и инструмента.

При относительно низкой безотказности инструмента, вызываемой в основном ненадежной фиксацией изделия на гравюре штампа, среднее время единичного простоя по этой причине минимальное.

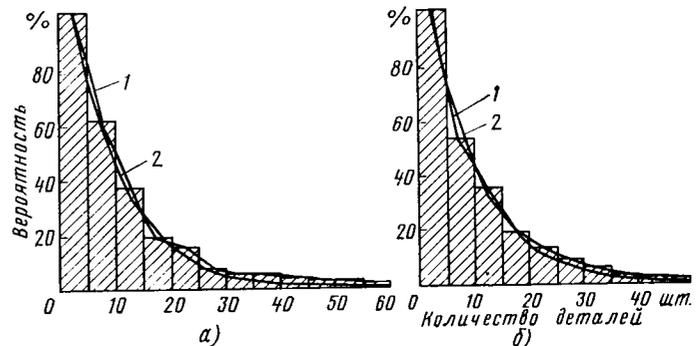


Рис. 4. Графики статистической и вероятностной функций надежности линии при шестипозиционной (а) и четырехпозиционной (б) штамповке

Более высокая надежность линии при четырехпозиционной штамповке (см. таблицу) повышает ее производительность. При шестипозиционной штамповке коэффициент использования линии $\eta_{ис} = 0,364$, при четырехпозиционной штамповке $\eta_{ис} = 0,516$. Уровень производительности линии в последнем случае, как показывает анализ таблицы и рис. 2, в значительной степени определяется организацией труда на линии и во вспомогательных службах.

Таким образом, в результате проведенных исследований вскрыты резервы повышения фактической производительности автоматизированной линии штамповки кузовных деталей и намечены пути реализации организационно-технических мероприятий, позволяющих значительно сократить непроизводительные простои линии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волчков Л. И. Надежность автоматических линий. М., Машиностроение, 1969.
2. Шаумян Г. А. Комплексная автоматизация производственных процессов. М., Машиностроение, 1973.

ГАННОВЕРСКАЯ ПРОМЫШЛЕННАЯ ЯРМАРКА 1978 г.

НА ТРАДИЦИОННОЙ промышленной ярмарке в Ганновере (ФРГ) была широко представлена продукция ведущих автомобильных фирм Европы и Америки, в том числе Фольксваген, Даймлер-Бенц, МАН, Гумбольдт-Клокнер-Дейтц, ДАФ-дизель (ФРГ), Рено (Франция), Камминз, Форд (США), ФИАТ (Италия).

Фирма Фольксваген демонстрировала модели грузовых автомобилей малой грузоподъемности, автомобилей-фургонов и микроавтобусов. Представленные фирмой транспортные средства снабжены карбюраторными двигателями с воздушным охлаждением (рабочий объем цилиндров 1,6 и 2 л) и с водяным охлаждением (2 л), а также дизелем (2,7 л).

Сравнение основных параметров автомобилей с карбюраторными двигателями рабочим объемом 2 л, имеющими водяное охлаждение (табл. 1), и автомобилей с дизелями рабочим объемом 2,7 л показывает, что выигрыш в расходе топлива составляет в среднем 8,1%. Масса грузовых автомобилей в связи с установкой более тяжелого двигателя и аккумулятора увеличивается на 140 кг, а у автомобилей с кузовом комби на такую же величину снижается грузоподъемность. Максимальная скорость при этом также меньше на 10 км/ч.

Большой интерес вызвали автомобили-фургоны и автомобили с кузовом комби высотой 1870 мм, в котором можно стоять не наклоняясь. Максимальная скорость такого автомобиля снижается лишь на 2—7 км/ч.

С этими же двигателями выпускаются городские микроавтобусы VW-LT-35 и VW-LT-35D вместимостью 25 или 26 пассажиров (восемь мест для сиденья). Средняя эксплуатационная скорость микроавтобусов 60 км/ч, радиус поворота 11,9 м, сухая масса 2300 кг.

Интересны выпускаемые на базе автомобилей Фольксваген модификации автомобилей-жилых домов с кухней, душем и другим оборудованием.

Для проведения испытаний автомобилей на устойчивость фирмой Фольксваген создана аппаратура с программным управлением, задающая скорость движения и радиусы поворота, позволяющая проводить испытания без водителя. С целью предотвращения опрокидывания автомобиль оборудуется боковыми защитными штангами. При испытаниях автомобилей на пассивную безопасность используется созданная фирмой специальная аппаратура и манекен, фиксирующие нагрузки, создаваемые при ударе.

Фирма Фольксваген уделяет большое внимание снижению расхода топлива при условии выполнения норм на токсичность и замене топлива нефтяного происхождения другими видами.

На выставке демонстрировались также тормозной стенд с беговыми барабанами (Хофман), газоанализатор (Хартман Браун) и электронная аппаратура с автоматическим управлением для испытания легковых автомобилей на неустановившихся режимах по программе, задаваемой на перфоленте.

Фирма ведет работы по созданию автомобилей, работающих на метаноле и этаноле. На ярмарке были представлены автомобиль и экспериментальные образцы двигателей рабочим объемом 1,6 л, с повышенной степенью сжатия (12,6), имеющие усиленный регулируемый подогрев впускной системы отработавшими газами.

Представленное на ярмарке фирмой Даймлер-Бенц семейство дизелей с типоразмерным рядом величин диаметра цилиндра 87, 91, 97 и 125 мм охватывает широкий диапазон мощностей показателей — от 60 до 550 л.с. (по DIN 70020). Рядные четырех- и пятицилиндровые форкамерные ($\epsilon=21$) дизели моделей 615, 616 и 617 имеют высокую литровую мощность (26,7—27,3 л.с./л) при 4000—4200 об/мин и сравнительно высоких удельных расходах топлива.

Рядные шестицилиндровые дизели моделей OM 314 и OM 352 имеют не-

посредственный впрыск топлива ($\epsilon=17$), вертикальное расположение цилиндров ($V_h=5,68$ л), меньшую литровую мощность (22,5—22,9 л.с./л), но хорошую топливную экономичность (158—160 г/л.с.-ч). Применение турбонаддува ($\epsilon=16$) увеличивает литровую мощность до 29,6 л.с./л (модель OM 352A).

Рядные горизонтальные дизели модели OM 407 и V-образные шести-, восьми-, десяти- и двенадцатицилиндровые дизели с непосредственным впрыском топлива ($\epsilon=17,5$) имеют диаметр цилиндров 125 мм. Литровая мощность двигателей 19,1—20,1 л.с./л при 2300—2500 об/мин. Удельный расход топлива 154—160 г/л.с.-ч. Применение двух турбонагнетателей (модель OM 404A) увеличивает литровую мощность до 25,1 л.с./л при 2300 об/мин. Удельная масса двенадцатицилиндрового двигателя с турбонаддувом 2,12 кг/л.с. при $g_e=156$ г/л.с.-ч. Рядные двигатели имеют общие головки цилиндров, V-образные двигатели — индивидуальные.

С такими двигателями выпускается 98 моделей двух- и трехосных автомобилей полной массой 7,5—26 т. Каждая модель имеет несколько модификаций с разными величинами колесной базы, изменяемой от 3,2 до 5,9 м, и длины кузова — от 3,8 до 7,15 м.

Одним из направлений по снижению расхода топлива для грузовых автомобилей большой грузоподъемности является применение обтекателей на кабине. При этом расход топлива снижается на 3—10%.

Фирмой Даймлер-Бенц был представлен стенд, посвященный экспериментальным работам по применению этанола в качестве дизельного топлива. Для обеспечения требуемой величины цетанового числа в топливо требуется добавлять специальные присадки, обеспечивающие его самовоспламенение при впрыске и, кроме того, необходима специальная смазка плунжерных пар.

Американский концерн Форд мо-

Таблица 1

Тип и модель грузового автомобиля	Грузоподъемность ¹ в кг	Колесная база в мм	Габаритные размеры в мм			Размеры грузовой части кузова или платформы в мм		Максимальная скорость ¹ в км/ч	Масса автомобиля с грузом ¹ в кг
			длина	ширина	высота	длина	высота		
Фургон:									
LT-28	1220	2550	4840	2020	2150	3060	1460	120/110	2800/2940
LT-31	1500	2500	4840	2020	2160	2060	1460	120/110	3080/3220
LT-35	1760	2500	4840	2080	2200	3060	1460	117/107	3500/3640
Фургон с высоким кузовом:									
LT-28	1170	2500	4840	2020	2560	3060	1870	115/108	2800/2940
LT-31	1450	2500	4840	2020	2570	3060	1870	115/108	3080/3220
LT-35	1710	2500	4840	2080	2605	3060	1870	110/105	3500/3640
Комби LT-28	1060/920	2500	4840	2020	2140	3060	1460	120/110	2800/2800
Комби LT-28 с высоким кузовом	1010/870	2500	4840	2020	2550	3060	1870	115/108	2800/2800
Платформа:									
LT-28	1220	2500	4870	2140	2080	2990	400	110/105	2800/2940
LT-28	1155	2950	5625	2140	2075	3750	400	110/105	2800/2940
LT-31	1500	2500	4870	2140	2095	2990	400	110/105	3080/3220
LT-31	1435	2950	5625	2140	2090	3750	400	110/105	3080/3220
LT-35	1825	2500	4870	2140	2090	2990	400	107/103	3500/3640
LT-35	1770	2950	5625	2140	2090	3750	400	107/103	3500/3640

¹ В знаменателе приведены данные для автомобиля с дизелем.

Серия автомобилей	Тип двигателя	Рабочий объем цилиндров в л	Число и расположение цилиндров	N_e/n^*	$M_k \text{ max}/n^{**}$	Полная масса автомобиля в т	Полная нагрузка в т
Форд-Транзит	Карбюраторный	1,6	4P	65/4750	11,6/2800	2,07—2,55	7,5—1,18
		2,0	4P	78/4500	15/2800	2,45—3,5	1,0—1,91
		2,4	4P	62/3600	14,5/2000	2,5—3,5	1,0—1,77
Форд-А	Карбюраторный	3,0	V6	100/4300	19,5/3100	4,6—5,6	2,67—3,57
		2,4	4P	62/3600	14,5/2000	3,75—5,0	2,01—2,92
		3,54	6P	87/3600	20,3/2000	4,6—6,3	2,47—4,04
Форд-N	.	4,2	4P	76/2800	26/1400	7,0—7,49	3,54—4,05
		5,95	6P	104/2800	32,6/1400	7,49	3,87—3,95
		6,22	6P	116/2800	37/1400	7,49	3,40—5,05
		5,95	6P	144/2400	49/800	7,49—14,5	3,18—9,43
		4,2; 5,95	4P; 6P	76; 144/—	26; 49/—	5,6—24,5	—
Форд-D	Дизель с турбонаддувом	8,8	V8	169/—	—	16,0—28,5	—
		8,3	V8	171/3000	—	16,0—28,5	—
		8,3	V8	—	—	—	—
		8,3	V8	—	—	—	—
Форд-Трансконтиненталь	Дизель Камминз:	250E	14	6P	244/1950	105/1350	16,0—22,0
		335E	14	6P	273/1950	127/1300	16,0—22,0
		335E	14	6P	308/1950	128/1400	16,0—22,0
		355	14	6P	340/2100	137/1450	16,0—22,0

* В числителе — мощность двигателя в л. с., в знаменателе — частота вращения вала в об/мин.
 ** В числителе — максимальный крутящий момент в кгс·м, в знаменателе — частота вращения вала в об/мин.

тор представил на ярмарку автомобили нескольких серий:

первая (Форд-Транзит) — грузовые автомобили малой грузоподъемности, автомобили-фургоны и микроавтобусы с колесной базой двух размеров — 2,7 и 3 м, полезной нагрузкой 750—1775 кг, а также 15-местные автобусы:

вторая (Форд-А) — грузовые автомобили, автомобили-самосвалы, фургоны и тягачи с колесной базой трех размеров — 3,3; 3,68 и 3,96 м;

третья (Форд-N) — грузовые автомобили, автомобили-самосвалы и тягачи с колесной базой пяти размеров — 3,028; 3,383; 3,942; 4,602 и 5,212 м, полезной нагрузкой 3,54—9,43 т;

четвертая (Форд-D) — грузовые автомобили, автомобили-самосвалы и тягачи 11 модификаций типа 4×2, 6×2, 6×4, с колесной базой от 2,74 (автомобили-самосвалы) до 5,74 м. Шесть модификаций автомобилей типа 6×2 и 6×4 имеют колесную базу от 3,15 до 6,02 м;

пятая (Форд-Трансконтиненталь) — грузовые автомобили 28 модификаций типа 4×2, 6×4, 6×2, автомобили-тягачи типа 4×2, 6×4. Это двух- и трехосные модели с колесной базой 2,68—4,64 м. Некоторые модели выпускаются с подъемной задней осью.

Гарантийный пробег для автомобилей составляет 50 тыс. км, для двигателя 100 тыс. км или год эксплуатации.

Основные показатели автомобилей Форд, представленных на ярмарке, приведены в табл. 2.

Фирма Дейтц представила двигатели нескольких серий — как стационарные, так и транспортные с воздушным охлаждением, мощностью от 3 до 500 л.с. Для грузовых автомобилей предлагались в основном двигатели серий 413 (табл. 3) и 912 мощностью 50—500 л.с. Основным достижением фирмы было увеличение диаметра цилиндра со 120 мм (серия 412) до 125 мм (серия 413). При создании модификации с турбонаддувом потребовалось изменить форму камеры сгорания, уменьшив ее глубину, и применить форсунки с трехдырчатым распылителем. Предполагается ввести охлаждение наддувочного воздуха для двигателей большого литража.

Для автомобилей, требующих обеспечения пониженного уровня токсичности отработавших газов, созданы двигатели серии W с двухстадийным сгоранием. При этом выброс токсичных веществ снижается: СО на 55%, СН на 28%, NO_x на 84%, сажи в 2—2,5 раза. Однако мощностные показатели двигателя при этом ухудшаются на 14,5%, а топливная экономичность — на 12%.

Кроме двигателей фирма представила грузовые автомобили грузоподъемностью 5,3—7,5 т и автомобили специального назначения.

Основная продукция фирмы МАН — грузовые автомобили большой грузоподъемности, автомобили-тягачи для работы с полуприцепами, автомобили-самосвалы полной массой 16 и 38 т. Обращают на себя внимание хорошие

динамические качества автомобилей. При массе 16 т время разгона автомобиля до скорости 80 км/ч составляет 32,4—35,6 с; эксплуатационный расход топлива 41,2—46,5 л/100 км при $v_{ср} = 54 \div 59$ км/ч, расход масла 0,8—1 г/л.с.ч. Достижением фирмы является доведение моторесурсов двигателей до 10 000 ч.

Основные показатели двигателей МАН приведены в табл. 4. Пяти- и шестцилиндровые двигатели имеют модификации с вертикальным и горизонтальным расположением цилиндров. Двигатели рабочим объемом 11,4; 12,76; 15,96 и 12,32 л имеют турбонаддув, обеспечивающий получение относительно хороших мощностных показателей (до 26 л.с./л) при невысокой частоте вращения коленчатого вала (2200—2500 об/мин). В двигателях применены отдельные головки цилиндров. Выпускные коллекторы выполнены составными, каждое звено на два-три цилиндра. В отдельных случаях изготавливается общий выпускной коллектор на четыре-пять цилиндров. Двигатель D2538MT выполнен с двумя отдельными выпускными коллекторами с каждой стороны, объединяющимися непосредственно перед турбокомпрессором.

Наряду с автомобильными двигателями фирма выпускает большое количество двигателей промышленного назначения, для привода различных агрегатов, для тепловозов, а также V-образные двенадцатицилиндровые двигатели рабочим объемом 20,9 л (550 л.с. с турбонадду-

Таблица 3

Модель двигателя	Число и расположение цилиндров	D/S^*	Рабочий объем в л	N_e/n	N_d в л. с./л.	Средняя скорость поршня в м/с	$M_k \text{ max}/n$	ξ_e в г/л.с.ч	α	Масса двигателя в кг	Удельная масса в кг/л.с.
С непосредственным впрыском:											
F6L413F	V6	125/130	9,572	192/2650	20,1	11,5	65,2/1500	159	18	605	3,15
BF6L413F	V6	125/130	9,572	240/4650	25,1	11,5	75/1800	166	16,5	680	2,83
F8L413F	V8	125/130	12,763	256/2650	20,1	11,5	83,2/1500	159	18	770	3,0
BF8L413F	V8	125/130	12,763	320/2650	25,1	11,5	100/1800	166	16,5	900	2,8
F10L413F	V10	125/130	15,953	320/2650	20,1	11,5	104/1500	159	18	940	2,94
BF10L413F	V10	125/130	15,953	400/2650	25,1	11,5	125/1800	166	16,5	1100	2,75
F12L413F	V12	125/130	19,144	384/2650	20,1	11,5	125/1500	159	18	1120	2,9
BF12L413F	V12	125/130	19,144	480/2650	25,1	11,5	150/1800	166	16,5	1292	2,69
С двухстадийным сгоранием:											
F6L413FW	V6	125/130	9,572	165/2500	17,2	10,83	54/1500	178	19,5	605	3,67
BF8L413FW	V8	125/130	12,763	220/2500	17,2	10,83	72/1500	178	19,5	770	3,5
F10L413FW	V10	125/130	15,953	275/2500	17,2	10,83	90/1500	178	19,5	940	3,42
F12L413FW	V12	125/130	19,144	330/2500	17,2	10,83	108/1500	178	19,5	1120	3,39
BF12L413FW	V12	125/130	19,144	390/2500	20,4	10,83	128/1600	171	17	1292	3,31

* В числителе — диаметр цилиндра в мм, в знаменателе — ход поршня в мм.

Таблица 4

Модель двигателя	Число и расположение цилиндров	D/S	Рабочий объем в л	N _e /л	N _л в л.с./л	Средняя скорость поршня в м/с	M _к max/л	ε _e в г/л.с.-ч	ε	Масса двигателя в кг	Удельная масса в кг/л.с.	Габаритные размеры в мм		
												длина	ширина	высота
D712	4B	98/110	3,22	86/3200	26,7	11,7	21,2/-	-	-	320	3,72	790	520	805
D797	6B	102/112	5,5	136/3000	24,8	11,2	37/-	-	-	466	3,38	1070	575	870
D0216 MXUL	6Г	102/112	5,49	136/3000	24,8	11,2	37/-	-	-	478	3,51	1140	575	870
D0026 M6	6B	100/125	5,89	127/2700	18,2	11,3	38/-	-	-	540	4,25	1103	720	1105
D0846	6B	108/132	7,25	168/2500	23,2	11,2	50/1600	165	17	620	3,69	1126	775	1108
D2565	5B	125/155	9,51	192/2200	20,1	11,4	68/1500	153	18	665	3,46	1132	800	665
D2565 MUL	5Г	125/155	9,51	192/2200	20,1	11,4	68/1500	-	-	835	4,35	1141	1160	610
D2566 M	6B	125/155	11,41	240/2200	21,0	11,4	84/1500	160	18	765	3,19	1365	850	1111
D2566 MUII	6Г	125/155	11,41	240/2200	21,0	11,4	84/1500	164	18	855	3,56	1300	1060	610
D2566 MT	6B	125/155	11,41	280/2200	24,5	11,4	105/1500	158	17	820	2,93	1300	807	1111
D2538	V8	125/130	12,76	256/2500	20,0	10,8	83/1400	165	17	826	3,23	1035	1060	985
D2538 MT	V8	125/130	12,76	320/2500	25,1	10,8	103/1500	160	17	860	2,69	1252	1000	1062
D2530 MXL	V10	125/130	15,96	320/2500	20,0	10,8	105/1500	160	17	970	3,03	1294	1090	1060
D2530 MTXF	V10	125/130	15,96	400/2500	25,1	10,8	127/1500	158	-	1050	2,63	1426	940	1124
D3256 BYKL	6Г	132/150	12,32	240/2300	19,4	11,5	234/1500	-	-	996	4,15	1397	1260	660
D3256 BTUL	6Г	132/150	12,32	320/2200	26,0	11,0	125/1400	158	15	1047	3,27	1538	690	1047

вом) и двигатель с горизонтальным расположением цилиндров рабочим объемом 27 л (512 л.с.).

Фирма МТУ, выпускающая дизели большого литража, представила на ярмарку новый вариант V-образного восьмицилиндрового двигателя модели 396, у которого по сравнению с предыдущей моделью 331 ход поршня увеличен со 155 до 185 мм.

двигателей моделей 331, 396 и 652 приведены в табл. 5. Кроме того, выпускаются двигатели моделей 538, 956, 1163 с 12, 16 и 20 цилиндрами рабочим объемом 64,5—232 л. Все двигатели имеют охлаждаемые поршни. Модели 331 и 396 отличаются высокой литровой мощностью (30—40 л.с./л) благодаря применению турбонаддува и охлаждения воздуха после нагнетателя, а также

расходы топлива (153—164 г/л.с.-ч). Применение турбонаддува позволяет увеличить литровую мощность до 26,7 л.с./л.

Фирма Камминз представила образцы трех дизелей. Наибольший интерес вызвал двенадцатицилиндровый дизель с высоким турбонаддувом и системой охлаждения воздуха после нагнетателя. Для автомобилей выпускаются

Таблица 5

Модель двигателя	Число и расположение цилиндров	D/S	Рабочий объем в л	N _e /л	N _л в л.с./л	Средняя скорость поршня в м/с	M _к max/л	Среднее эффективное давление в бар	ε _e в г/л.с.-ч	ε	Масса двигателя в кг	Удельная масса в кг/л.с.	Габаритные размеры в мм		
													длина	ширина	высота
С непосредственным впрыском:															
6V331TC41	V6-90°	165/155	19,9	680/2400	34,2	12,4	230/1800	11,5	160	13,5	1580	2,32	1444	1316	1218
6V331TC92	V6-90°	165/155	19,9	800/2340	40,2	12,1	-	15,2	-	13,5	1880	2,35	1580	1420	1280
8V331TC41	V8-90°	165/155	26,5	910/2400	34,3	12,4	300/1900	11,5	160	13,5	1920	2,11	1728	1316	1218
8V331TC92	V8-90°	165/155	26,5	1065/2340	40,2	12,1	-	15,2	-	13,5	2270	2,18	1884	1404	1414
12V331TC41	V12-90°	165/155	39,8	1360/2400	34,2	12,4	435/2000	11,5	157	13,5	2910	2,14	2228	1382	1185
12V331TC92	V12-90°	165/155	39,8	1600/2340	40,2	12,1	-	15,2	-	13,5	3250	2,03	2438	1446	1605
6V396TC12	V6-90°	165/185	23,7	715/1800	30,2	11,1	-	14,7	-	13,5	1920	2,69	1532	1458	1279
8V396TC12	V8-90°	165/155	31,6	950/1800	30,0	11,1	-	14,7	-	13,5	2340	2,46	1766	1442	1279
12V396TC12	V12-90°	165/155	47,5	1430/1800	30,1	11,1	-	14,7	-	13,5	3320	2,32	2304	1522	1379
С предкамерой:															
12V652TB41	V12-45°	190/230	78,3	1630/1600	20,8	10,1	815/1600	12,3	155	15,2	5475	3,36	2408	1600	2214
16V652TB41	V16-45°	190/230	104,3	2175/1600	20,9	10,1	1050/1600	12,3	152	15,2	7630	3,51	3014	1530	2324

Двигатели этой фирмы имеют по два впускных и выпускных клапана. Впрыск топлива осуществляется непосредственно через расположенную в центре камеры сгорания форсунку. Головки цилиндров раздельные. Каждый ряд цилиндров имеет по два выпускных коллектора, закрытых кожухом с водяной рубашкой. Применено водяное охлаждение наддувочного воздуха. Основные показатели

сравнительно низкой удельной массой (2,1—2,69 кг/л.с.).

Фирма ДАФ-дизель выпускает дизели с водяным охлаждением и неразделенной камерой сгорания в поршне (табл. 6) для автомобильного, железнодорожного и водного транспорта, для специальных машин и промышленных установок. Дизели рабочим объемом 8 и 11 л имеют низкие удельные

двигатели 13 моделей мощностью 220—600 л.с. Три модели с частотой вращения вала 3000—3300 об/мин имеют литровую мощность 24,7—25,7 л.с./л.

Шведская фирма Кокумс демонстрировала два автомобиля-самосвала с дизелями «Скания». Автомобиль модели 442 имеет полезную нагрузку 32 т. Полная масса 55 т. Восмицилиндровый V-образный двигатель DS1402 рабочим

Таблица 6

Модель двигателя	Число и расположение цилиндров	D/S	Рабочий объем в л	N _e /л	N _л в л.с./л	Средняя скорость поршня в м/с	M _к max/л	ε _e в г/л.с.-ч	ε	Габаритные размеры в мм		
										длина	ширина	высота
DD 575	6B	100,6/120,7	5,76	105/2400	18,2	9,66	33/1550	175	16	1430	590	870
DF 615	6B	104,2/120,7	6,17	115/2600	18,6	10,46	37/1500	170	16	1430	590	870
DT 615 с турбонаддувом	6B	104,2/120,7	6,17	153/2400	24,8	9,66	51,5/1600	166	16	1430	590	1020
DH 825	6B	118/126	8,27	156/2400	18,9	10,08	52/1500	164	16	1220	645	1020
DY 825 с турбонаддувом	6B	118/126	8,27	201/2400	24,3	10,08	66,5/1700	161	16	1220	835	1100
DK 1160	6B	130/146	11,63	194/2200	16,7	10,7	76/1300	164	16	1325	690	1100
DKA 1160 со специальной впускной системой	6B	130/146	11,63	210/2200	18,1	10,7	76,5/1400	167	16	1325	690	1100
DKT 1160 с турбонаддувом	6B	130/146	11,63	270/2200	23,2	10,7	101/1450	156	16	1325	825	1165
DKDL 1010	6Г	130/146	11,63	164/2000	14,1	9,73	66,8/1300	155	16	1440	1160	620
DKL	6Г	130/146	11,63	194/2200	16,7	10,7	77/1300	156	16	1440	1160	620

объемом 14,2 л при турбонаддуве развивает мощность 400 л.с. (SAE) при 2200 об/мин. Автомобиль модели 425 снабжен автоматической коробкой передач, а модели 424 — механической коробкой передач. Полная масса этих автомобилей 38,9 т при полезной нагрузке 22,5 т. На них установлен шестицилиндровый рядный двигатель «Скания» рабочим объемом 11 л. При турбонаддуве двигатель развивает мощность 290 л.с. (SAE) при 2200 об/мин.

Фирмой ФИАТ на ярмарку было представлено несколько грузовых автомобилей и двигателей к ним. Большой интерес вызвал автомобиль-рефрижератор с кабиной нового типа, напоминающей кабину самолета, которая обеспечивает лучшую обтекаемость автомобиля. Среди двигателей выделялась последняя модель восьмицилиндрового двигателя типа 8281 рабочим объемом 17,17 л, развивающего мощность 330 л.с. при 2400 об/мин, с высокой степенью надду-

ва и воздушной системой охлаждения наддувочного воздуха. Масса двигателя 1200 кг.

Кроме того, на ярмарке была представлена продукция двух специализированных фирм по производству поршней — К. Шмидт и Нюраль (ФРГ), а также фирмы Мале (ФРГ), ведущей работы по изготовлению цилиндров из легких металлов со специальным износостойким покрытием, и итальянской фирмы Тексид, поставляющей чугунные и алюминиевые отливки автомобильных деталей.

Анализ экспонатов, представленных на Ганноверской промышленной ярмарке ведущими автомобильными фирмами Европы и Америки, позволяет отметить следующее. Основными тенденциями развития автомобильных двигателей являются увеличение их надежности (моторесурс двигателей МАН доведен до 10 000 ч), снижение токсичности и улучшение топливной экономичности пу-

тем совершенствования рабочего процесса на неустановившихся режимах, применения метанола и этанола для карбюраторных двигателей и дизелей, разработки новых рабочих процессов. Для дизелей большого литража, как правило, применяются индивидуальные головки цилиндров.

Более широкое применение находят дизели для грузовых автомобилей малой грузоподъемности и микроавтобусов.

Расширение типов и размерностей грузовых автомобилей, автомобилей-самосвалов, автомобилей-фургонов, автобусов и автомобилей специального назначения обеспечивает возможность выбора эксплуатирующими организациями оптимальных вариантов эксплуатации, что сводит к минимуму затраты на топливо и обслуживание.

Канд. техн. наук А. В. ДМИТРИЕВСКИЙ

УДК 629.113.004.67(430.1)

ОКРАСКА АВТОМОБИЛЕЙ В ФРГ

ВНЕШНИЙ вид автомобиля и срок службы большинства ответственных узлов и деталей, и в первую очередь кузова, во многом зависит от качества нанесенных лакокрасочных покрытий.

Улучшению внешнего вида и повышению коррозионной стойкости автомобилей в большей части способствует применение новых прогрессивных технологических процессов и методов окраски, применяемого оборудования и качественных лакокрасочных материалов.

Рассмотрим технологию и окрасочное оборудование, разработанные и применяемые в автомобилестроении фирмой Дюрр.

Фирма Дюрр занимается производством установок для окраски и очистки поверхностей, установок дожигания. К настоящему времени фирмой создано более 4000 установок, в основном для автомобильной промышленности.

В нашей стране оборудование фирмы Дюрр работает на Горьковском и Волжском им. 50-летия СССР автозаводах, Автозаводе им. Ленинского комсомола, Запорожском автозаводе «Коммунар».

Фирма разрабатывает комплексные цехи окраски кузовов и других узлов автомобиля. Помимо этого, фирма разрабатывает технологические процессы и оборудование для мойки и очистки деталей и узлов в механосборочном производстве.

Наиболее крупным достижением фирмы является разработка впервые в мире принципиально новой системы Вертак, где кузов обрабатывается в вертикальном положении, последовательно проходя подготовку поверхности, электро-

осаждение методом погружения в вертикальные емкости, нанесения поливинилхлоридной мастики на днище безвоздушным распылением.

В 1969 г. фирма Дюрр провела практические испытания с кузовом и установила возможность осуществления процесса, который получил название Вертак. Несколько позже были изготовлены пять ванн погружения емкостью 25 м³ каждая, оборудованные приспособлением для подъема и перепоса. 30 кузовов, обработанных по новому методу, были загрунтованы способом электроосаждения и окрашены на автозаводах. Эти кузова испытывались в камерах солевого тумана и в камере тропического климата. Результаты испытаний показали отличную защиту от коррозии. Один кузов испытывался в течение двух лет на дорогах Европы. Никаких признаков коррозии на кузове, включая глухие полости, не наблюдалось. В 1974 г. линия была пущена и хорошо зарекомендовала себя в работе.

В ФРГ с 1 апреля 1974 г. вступил в силу закон об охране окружающей среды. Установлены очень жесткие нормы вредных выбросов.

Особенно удачно решены фирмой Дюрр установки термического дожигания сушильных камер с газовым обогревом. Установки термического дожигания наиболее технологичны, компактны, их располагают над сушильными камерами, при этом достигается необходимая степень очистки воздуха.

Воздух с парами растворителя из сушильной камеры предварительно подогревается до 400—500° (теплом отхо-

дящих газов), поступает в камеру термического дожигания, в которой при температуре 750° и достаточной степени перемешивания достигается полное дожигание растворителей. Тепло очищенного воздуха используется для предварительного нагрева загрязненного воздуха и затем может быть использовано для подогрева циркуляционного воздуха. В табл. 1 приведены технические характеристики установок.

В закрытом корпусе установки компактно смонтированы вентилятор вытяжного и циркуляционного воздуха, камеры сгорания, теплообменники вытяжного и циркуляционного воздуха и регулирующие приборы (рис. 1).

Все агрегаты легко доступны для осмотра и ремонта. Приборы автоматического регулирования температурным режимом предотвращают перегрев узлов и агрегатов установки. Установка конструктивно выполнена так, что легко подключается к работающим сушильным камерам.

Камера сгорания установки термического дожигания решена оригинально (рис. 2). В сушильных камерах, оборудованных установками термического дожигания, благодаря рекуперации тепла расход энергии не повышается или повышается незначительно по сравнению с камерами без установки дожигания.

Сушильная камера с установкой дожигания с рекуперацией тепла, разработанная фирмой Дюрр, приведена на рис. 3.

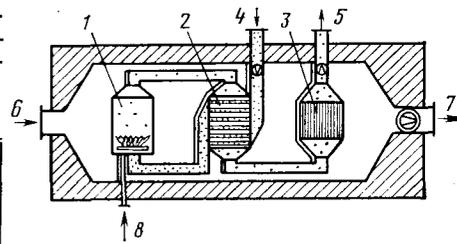


Рис. 1. Схема установки термического дожигания:

1 — камера сгорания; 2 — предварительный обогрев вытяжного воздуха; 3 — теплообменник циркуляционного воздуха; 4, 5 — соответственно неочищенный и очищенный газ; 6, 7 — соответственно вход и выход циркуляционного воздуха; 8 — подача топлива

Таблица 1

Тип установки	Количество выбрасываемого воздуха в м ³ /ч	Количество циркуляционного воздуха в м ³ /ч	Максимальная теплопроизводительность в ккал/ч	Потребляемая мощность в кВт	Габаритные размеры в мм	Масса в кг
DC 2/30	2000	30 000	250 000	37	6000×3000×2000	6 000
DC 4/50	4000	50 000	500 000	60	7550×3270×2250	10 000
DC 6/50	6000	50 000	700 000	74	8450×3370×2250	12 000

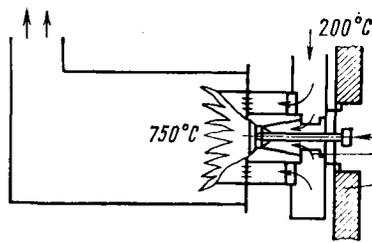


Рис. 2. Схемы металлической камеры сгорания установки термического дожига-
ния:
1 — топливо; 2, 3 — соответственно первич-
ный и вторичный воздух

В результате подсчета теплового балан-
са установлено, что потребность энергии
у этой камеры с дожигом ниже, чем
расходы без дожига.

Фирма Дюрр широко рекомендует ис-
пользовать шесть типов гидрофильтров
окрашенных камер (рис. 4, а—е). Все
они заслуживают внимания и изучения.

Фирма Дюрр многие проекты линий
окраски электроосаждением, камер
электростатического распыления, су-
шильных камер и др. выполняет в уни-
фицированных узлах. На многие установ-
ки разработан перспективный типаж,
который позволяет в короткие сроки
компоновать линии и установки для раз-
личных заказчиков. Применяются уни-
фицированная однопостовая камера для
ручного электропневмораспыления
(рис. 5), камера электростатического на-
пыления с манипулятором вертикально-
го движения и камера электростатичес-
кого напыления с манипулятором попе-
речного и вертикального движения.

Известно, что установки электроохла-
ждения ранее были нерентабельны, слиш-
ком велики были потери лакокрасочного
материала, доходившие до 20—40%.
Кроме того, наблюдались значительные
расходы деминерализованной воды
(5—15 л/м²) при обработке, например,
кузова легкового автомобиля. Было
сложно контролировать и регулировать
рН, в связи с тем, что с лакокрасочным
материалом уносился регулятор рН
(изопропиловый спирт) и растворитель.

Фирма Дюрр одна из первых в Евро-
пе разработала и внедрила процесс
ультрафильтрации, заменивший процесс
фильтрации бумажными фильтрами на
процесс фильтрации на молекулярном
уровне с помощью мембран. Этот про-
цесс фирма Дюрр разработала совместно
с фирмой Абкор (США).

Существо процесса следующее: элек-
трофорезный лакокрасочный материал
засасывается из кармана ванны электро-
осаждения, проходит через сетчатые
фильтры и под давлением подается
в трубчатые мембраны Абкор, в которых
и происходит ультрафильтрация. Обога-
щенный в мембранах материал попада-
ет снова в основную ванну через цилинд-
ры; которые установлены в каждом из
углов ванны, при этом перемешивается
пропеллерными мешалками. Чистый
ультрафильтрат используется для про-
мывки изделий после электроосаждения.
Промывные воды сливаются в бак об-
ратной циркуляции и насосами подаются
в контур обмыва кузова, расположенный
над ванной электроосаждения.

Таким образом, ультрафильтрация
практически полностью исключила поте-
ри лакокрасочного материала и сократи-
ла расходы деминерализованной воды
на промывку.

На заводах Западной Европы фирма
Дюрр добавила к ранее поставленным

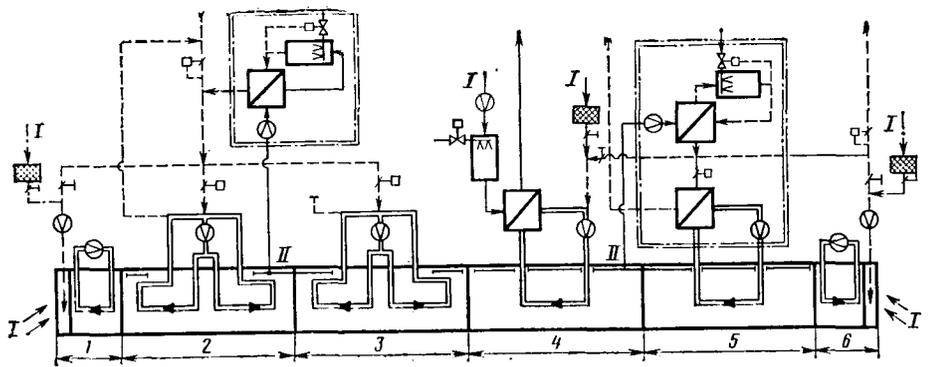


Рис. 3. Схема сушильной камеры с установкой дожига и рекуперацией тепла:
I — свежий воздух; II — вытяжной воздух; 1, 6 — шлюзы; 2, 3 — соответственно первая и
вторая зоны излучения; 4, 5 — зоны циркуляции воздуха

линиям электроосаждения установки
ультрафильтрации.

На выставке, проходившей во Франк-
фурте-на-Майне (ФРГ) английская фир-
ма Дорр Оливер демонстрировала свою
установку ультрафильтрации, отличную
от разработки фирмы. Фильтрация про-
исходит с помощью ряда пакетов, каж-
дый из которых имеет трехслойные по-
лимерные мембраны площадью 1,8 м².
Установка с общей площадью фильтра-
ции 176 м² фильтрует, возвращает кон-
центрированный материал снова в ван-
ну электроосаждения, а ультрафильтрат
подает на промывку.

Третья система ультрафильтрации —
это система Хафе-Ромикон, разработан-
ная фирмой Хафе (Венгрия) совместно
с фирмой Ромикон (США). Узлы систе-
мы Хафе-Ромикон состоят из так назы-

ваемых патронов, т. е. 60 труб диаме-
ром 1/2 дюйма, покрытых мембраной.
Площадь мембраны на одном патроне
1,3 м². Производительность системы Ха-
фе-Ромикон 3 м³/ч при среднем давле-
нии в мембранах 2 ати [удельная про-
изводительность на 1 м² — 20—30 л/ч и
10 м³/ч при 4 ати (30—40 л/ч)].

Фирма Унион Карбид (США) разра-
ботала систему ультрафильтрации, на-
званную Икарсеп. В ней используются
трубки из углерода, на которые нанесе-
ны неорганические покрытия, служащие
мембраной.

Фирма Дюрр создала широкую гамму
моечных машин для машиностроитель-
ной промышленности, в том числе пред-
приятий автомобильной отрасли: от уни-
версальных стационарных моечных ка-
мер до полуавтоматических и автомати-

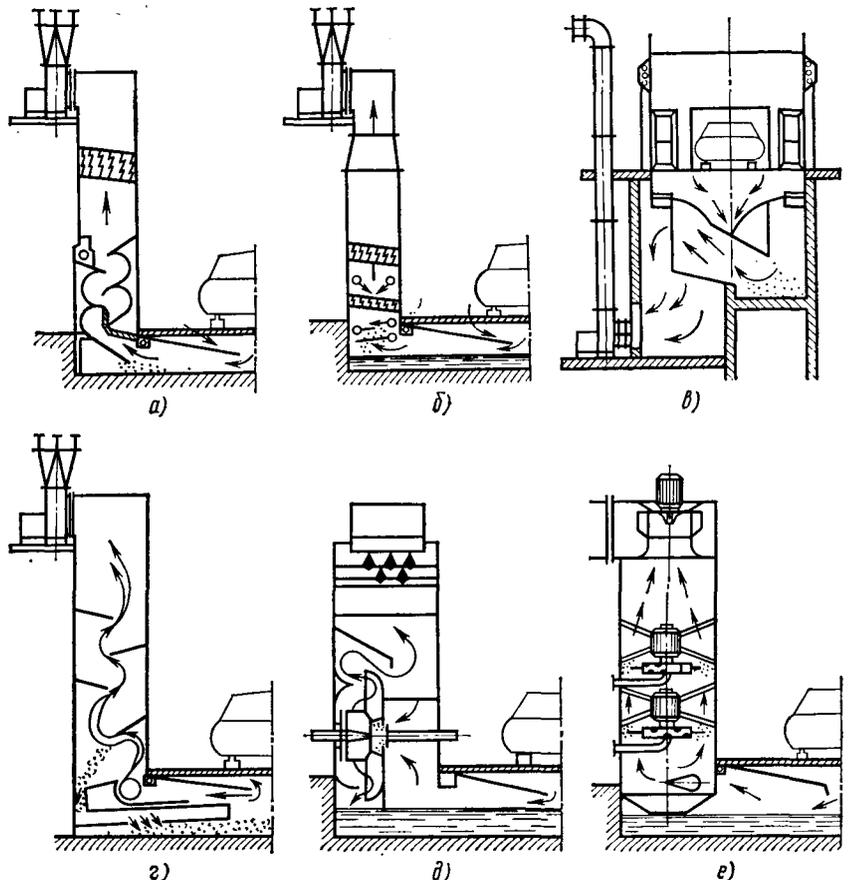


Рис. 4. Схема гидрофильтров камер окраски, рекомендуемых фирмой Дюрр:
а — каскадный; б — соловой; в — система «Вентури»; г — вихревой; д — с кольцеобразным
фильтром; е — с распылительным диском

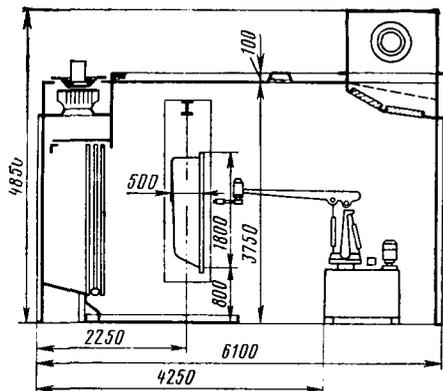


Рис. 5. Унифицированная однопостовая камера электропневмораспыления фирмы Дюрр

Тип установки	Характеристика	Назначение
HS	Однозонная камерная моечная установка проходного типа	Для широкой номенклатуры мелких и средних деталей автомобилей
HS1, HS2	Однозонная тупиковая камерная моечная установка	То же
BYA	Одно- и многозонная камерная моечная установка проходного типа	
KA	Тупиковая моечная установка, оборудованная поворотом вокруг оси и тележкой	Для узлов и двигателя автомобилей
RT	Многопозиционная моечная установка с поворотным столом с одним разгрузочным устройством для обслуживания одним человеком	Для узлов и агрегатов автомобилей
TR	Многозонная шнековая моечная установка с окунанием, струйным или комбинированным методом мойки	Для мелких деталей и крепежа
SF	Одно- и многозонный моечный автомат с подъемным устройством с поворотом вокруг оси с продувкой и брызгальной системой	Для специальных деталей — коленчатых валов
ZR	Моечный автомат с универсальным устройством для захвата с брызгальной системой и продувкой	Для специальных изделий — коленчатых валов, блока цилиндров
HVA	Моечная проходная одно- и многозонная установка с подвесным конвейером	Для широкой гаммы автомобильных деталей
BOAQ	Камерная моечная установка с подъемным коллаком и поворотным столом в напольном и подземном исполнении	Для узлов и двигателей в мелкосерийном производстве при ремонтах

ческих машин, включая специализированные моечные агрегаты для коленчатых валов, двигателей, прецизионных изделий и пр. (табл. 2).

Камерная моечная установка типа BOAQ моет и обезжиривает очень грязные детали и узлы тяжелыми маслами, нефтью, парафином, изделиями, пришедшие на ремонт и имеющие тяжелые масляные отложения. Машина представляет собой вращающийся стол, покрытый поднимающимся коллаком, на котором смонтированы форсунки. Разгрузка деталей происходит в момент, когда коллак поднят на роликовом конвейере. В нижней части встроен бак для мощной жидкости.

Машина типа BOAQ 1600 (табл. 3) имеет разгрузочную высоту поворотного круга 850 мм, емкость бака 1000 л.

Для крупногабаритных деталей применяется машина BOAQ типов 2300, 2700, 8200. Машины обслуживает один человек.

Фирма разработала в последнее время более 50 технических предложений по специфическим условиям заказчиков на крупные линии окраски электроосаждением кузовов легковых автомобилей, кабин грузовых автомобилей и комплектов установок, в том числе для Камского автозавода.

Для отработки опытных покрытий фирма создала опытную установку электроосаждения объемом 100 м³, в которой практически можно обрабатывать все изделия автомобильной промышленности. Фирма проводит также испытание грунтовок эмалей на антикоррозионную стойкость.

Фирма Дюрр провела сравнительные расчеты окраски ободьев колес легковых автомобилей. Рассматривались два способа: порошковое покрытие и однослойная окраска электроосаждением. Оба метода дали одинаковое по количеству покрытие. Подсчет расходов показал, что цена покрытия за 1 м² способом порошкового покрытия на 41 пф. выше, чем при электроосаждении.

Установка компактна, работает в полуавтоматическом цикле, занимает площадь 625 м². Высота помещения 8 м. Установка состоит из последовательно расположенных ванн размером 5700×2500×2000 мм, объединенных общим транспортным устройством. Подвески проходят отмачивание в щелочном растворе при температуре 90—95°C, промывку, нейтрализацию и сушку. Установка

Таблица 3

Показатели	Модели машины BOAQ			
	1600	2300	2700	3200
Диаметр колпака в мм	1600	2290	2692	3192
Высота подъема колпака в мм	1100	1600	1600	—
Уровень поворота стола в мм	850	На уровне пола		
Максимальная нагрузка поворотного стола в кг	500	1500	1500	5000
Емкость ванны в л	1000	1500	1500	—
Минимальная температура раствора в °C	До 90	До 90	До 90	До 90
Потребляемая мощность в кВт	45	72	72	—
Габаритные размеры в мм	3400×1800×2650	7800×2900×3500	3800×2900×4000	—
Масса в кг	3200	3900	4500	—

Фирмой Дюрр разработана система очистки подвесок от краски. Установки внедрены на предприятиях фирмы Ауди НСУ и предусматривают очистку подвесок «холодную» для осадков из неполимеризованных красок и «горячий» способ для осадков из полимеризованных красок, прошедших температурную обработку.

снабжена устройствами очистки воздуха, рекуперацией отходящих растворов и очисткой промывных вод. Одна установка, занимающая площадь 625 м², обеспечивает очистку всех подвесок, применяемых на заводе, выпускающем 1000 легковых автомобилей в день. Установки для очистки подвесок фирмы Дюрр имеют хороший сбыт.

А. А. ПОРТЯНКО

УДК 629.113:621.43.001

ИСПЫТАНИЯ ЧУГУННЫХ СЕДЕЛ КЛАПАНОВ

СЕДЛА выпускных клапанов в автомобильных двигателях подвергаются воздействию ударных и статических нагрузок, а также высокотемпературной газовой среды.

В современных высокооборотных двигателях фаски седел клапанов изнашиваются наиболее часто при скоростной эксплуатации автомобилей или при работе двигателя на максимальной частоте вращения вала, с полностью открытой дроссельной заслонкой в условиях стендовых испытаний, т. е. когда нагрев седла и

пана наиболее интенсивен. Это позволяет предположить, что наиболее существенное влияние на износ рабочей фаски седла клапана оказывает ее температура. С повышением температуры рабочей фаски твердость материала снижается, а при ударе тарелки клапана и вдавливание ее газами в гнездо происходит «расклепывание» и изнашивание фаски седла. Требование сохранения твердости материала седла клапана при нагреве, записанное в стандарте SAE J610a на седла клапанов, также подтверждает важность температурного фактора

В настоящее время в нашей стране и за рубежом для изготовления седел клапанов широко применяют хромоникелевый и молибдено-хромистый белые чугуны твердостью свыше HRC 52 [1, 2]. Однако в стандарте SAE отмечено, что седла клапанов из этих чугунов предназначены для «средних» условий работы. Предположительно такие условия имеют место, если температура рабочей фаски седла не превышает 500°C. Если температура рабочей фаски выше 500°C, седла клапанов из этих чугунов работают нежелательно, поскольку при такой

Таблица 1

Тип чугуна	Химический состав в %									Твердость HRC	
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Al	B	Cu	отливки	детали после термообработки
Молибдено-хромистый	2,3—3,0	1,5—2,0	0,5—0,8	2,75—3,25	—	4,0—5,0	—	—	—	48—52	55—59
Хромоникелевый	Серийно применяемый на Мелитопольском моторном заводе										
Марганцово-хромистый	3,7—4,1	2,4—2,6	9,0—10,0	1,3—1,5	—	—	0,8—1,2	0,1—0,2	1,5—2,0	48—52	52—55
										22—32	—

Микроструктура белых чугунов в литом состоянии (HRC 48—52) представляет собой ледебурит и аустенит. Для повышения твердости и придания магнитных свойств белые чугуны подвергали термической обработке — отпуску при 550—600°C в течение 6 ч. При этом остаточный аустенит распадался с образованием мартенсита и его продуктов, а твердость повышалась до HRC 52—55.

работы благодаря наклепу при ударе клапана и в связи с распадом аустенита при высокой температуре, так и наличием в структуре большого количества графита, являющегося смазкой и уменьшающего трение между фаской седла и тарелкой клапана [3].

Исходя из результатов стендовых испытаний, была отлита партия седел клапанов из марганцово-хромистого чугуна

Таблица 2

Чугун седла клапана	Твердость HRC	Износ (приведенный) в мм/1000 км по цилиндрам				Средний износ в мм/1000 км
		1	2	3	4	
Молибдено-хромистый	53—55	0,005—0,045	0,035—0,013	0,01—0,065	0,043—0,023	0,04
Хромоникелевый	53—55	0,013—0,002	0,004—0,005	0,02—0,05	0,005—0,025	0,016
Марганцово-хромистый	27—32	0,013—0,006	0—0,022	0,007—0,014	0,013—0,011	0,01

Седла клапанов из сравниваемых материалов после обработки были запрессованы в головки, обработаны окончательно и подвергнуты испытаниям в двигателе на моторном стенде. Режим испытаний был следующим: частота вращения вала 4000 об/мин, полностью открытая дроссельная заслонка, длительность 50 ч. Величину износа седел клапанов за время испытаний определяли по проседанию клапанов (табл. 2).

Из таблицы видно, что наименьший износ имели седла клапанов из аустенитного марганцово-хромистого чугуна. Их максимальный износ не превышал 0,022 мм/1000 км. Средний же износ при этом составлял 0,01 мм/1000 км. Максимальный износ седел клапанов из белого чугуна составил 0,05 мм/1000 км, а средний износ — 0,016 мм/1000 км.

При испытании двигателя МемЗ-968 на надежность по ГОСТ 14846—69 в течение 300 ч максимальный приведенный износ седел клапанов из марганцово-хромистого чугуна не превышал 0,015 мм/1000 км. Высокая стойкость седел клапанов из этого чугуна определяется как повышенная твердость тонкого поверхностного слоя металла в процессе

(700 шт.), которые после обработки в производственных условиях были установлены на двигатели для эксплуатации. Во время их обработки отмечено повышение производительности и стойкости шлифовальных кругов как на внутришлифовальных станках, так и при шлифовании фасок седел в головке.

После пробега автомобилей 40 тыс. км на трех двигателях не обнаружено износа седел клапанов, изготовленных из марганцово-хромистого чугуна. Все двигатели с опытными седлами клапанов эксплуатируются с апреля 1976 г., и рекламаций по ним нет.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Якушин Н. Н., Абраменко Ю. Е., Шерман А. Д. Сплавы для седел клапанов двигателей. — Автомобильная промышленность, 1969, № 8, с. 36—38.
2. Захаров В. А., Лазарева Н. К., Шурьгин А. П. Практика изготовления вставных седел клапанов. — Автомобильная промышленность, 1963, № 6, с. 29—31.
3. Why inlet valve seats wear rapidly. — Oil Engine and gas turbine, 1963, vol. 31, № 357, pp. 36—37.

А. Д. ШЕРМАН, Л. М. ГРОБМАН, А. М. КОЧЕРЫГИНА, А. П. ПЕТРОВ

Научно-исследовательский институт автотракторных материалов

температуре белый чугун значительно теряет твердость [1].

На Мелитопольском моторном заводе седла клапанов изготавливают из хромоникелевого белого чугуна с повышенным (до 7%) содержанием никеля, обладающего более высокой жаропрочностью.

Высокая твердость седел клапанов из белого чугуна не позволяет обрабатывать фаску седла лезвийным инструментом, а это приводит к несоосности фаски седла и клапана, в связи с чем необходима притирка клапанов.

Известно, что некоторые фирмы в Западной Европе (например, Даймлер-Бенц, ФИАТ), а в нашей стране — Московский автозавод им. И. А. Лихачева и Волжский автозавод им. 50-летия СССР применяют седла клапанов из легированного серого чугуна со структурно-своими карбидами. Рабочая фаска таких седел обрабатывается лезвийным инструментом. Однако опыт Мелитопольского моторного завода показал, что при напряженном тепловом режиме работы двигателя седла клапанов из сплавов такого типа менее стойки, чем из белого чугуна.

Высокую стойкость имеют седла клапанов из марганцово-хромистого аустенитного чугуна [1], твердость которого HRC 25—32 допускает обработку фаски лезвийным инструментом. Стойкость седел клапанов из этого чугуна на двигателях ЗИЛ-130 была такой же, как седел клапанов из хромоникелевого белого чугуна.

Поскольку данные по стойкости седел клапанов из указанных материалов относятся к двигателям разных типов, трудно дать сравнительную оценку их работоспособности, поскольку износ седла клапана зависит не только от материала, но и от условий работы пары седло — клапан, а также от температуры нагрева фаски седла.

Были проведены испытания седел клапанов на двигателе МемЗ-968 с воздушным охлаждением при максимальной частоте вращения коленчатого вала и полностью открытой дроссельной заслонке.

В результате сочетания ухудшенного (по сравнению с жидкостным охлаждением) теплоотвода с напряженным режимом работы двигателя температура рабочей фаски седла клапана при таких испытаниях достигала 600°C, что позволило надежно выявить потенциальные возможности исследуемых материалов.

Отливки седел получали методом литья в оболочковые формы. Марганцово-хромистый чугун плавил в электропечи с основной футеровкой, белые молибдено-хромистый и хромоникелевый чугуны — в электропечи с кислой футеровкой. В полученных отливках контролировали химический состав, твердость и микроструктуру. Данные по химическому составу и твердости отлитых седел приведены в табл. 1.

Микроструктура марганцово-хромистого чугуна (HRC 22—32) состояла из аустенита, отдельных равномерно распределенных карбидов, пластинчатого и гнездообразного графита.

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ СИМПОЗИУМ «ОЧИСТКА ВОЗДУХА, МАСЛА И ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

НА СОВЕЩАНИИ в ЦК КПСС 20 марта 1978 г. большое значение придавалось повышению эффективности ДВС, которые являются основным энергетическим средством машин и при этом в наиболее выгодном автономном их использовании. О большой роли двигателей внутреннего сгорания в народном хозяйстве говорит такой факт, что суммарная мощность находящихся в эксплуатации двигателей внутреннего сгорания в несколько раз превышает суммарную мощность всех электростанций страны.

Одним из главных показателей эффективности двигателей внутреннего сгорания является их надежность, которая в первую очередь зависит от того, как тщательно двигатель, его трущиеся детали, отдельные узлы и агрегаты защищены от пыли и других загрязняющих примесей.

При недостаточной защите двигателя и его трущихся пар от загрязняющих примесей резко возрастает абразивное изнашивание деталей, снижается надежность работы двигателя и он может преждевременно, во много раз быстрее, выйти из строя. Так, износ основных деталей двигателей до 80% обусловлен попаданием в них абразивной пыли. В эксплуатации случаи отказов в работе топлив-

ной аппаратуры двигателей в основном обусловлены ее загрязнением. Плуножерные пары дизелей по условиям их работы имеют зазоры около 1 мкм, и поэтому они особенно чувствительны к загрязняющим примесям. Применение улучшенных систем защиты двигателя от пыли позволяет в 2 раза и более снизить износ деталей и существенно повысить безотказность работы двигателя.

По этой причине большим резервом в снижении износа деталей и повышении их надежности и долговечности является обеспечение в двигателях эффективной очистки воздуха, масла и топлива, а также надежного уплотнения всех мест возможного проникновения пыли в двигатель. Особенно ценно то, что это направление в обеспечении надежности двигателей внутреннего сгорания наиболее экономически выгодно.

В связи с этим 12—13 сентября в г. Мелитополе, во Дворце культуры им. Т. Г. Шевченко, проходил всесоюзный научно-технический симпозиум «Очистка воздуха, масла и топлива в двигателях внутреннего сгорания», организованный Центральным и Запорожским областными правлениями НТО Машпрома, секцией автомобилестроения ЦП НТО Машпрома, Мелитопольским моторным заводом и НАМИ.

В работе симпозиума приняли участие более 100 представителей заводов, научно-исследовательских и учебных институтов, а также организаций, эксплуатирующих двигатели внутреннего сгорания.

На симпозиуме в результате широкого обмена опытом были рассмотрены и определены главные направления в совершенствовании систем очистки воздуха, масла и топлива, в разработке и применении прогрессивных фильтрующих материалов и конструкций очистителей, методов их расчета и испытания. Большое внимание было уделено снижению загрязненности горюче-смазочных материалов не только непосредственно в двигателях внутреннего сгорания, но и по пути их прохождения от нефтеперерабатывающих заводов до заправки баков автомобилей.

Результаты работы симпозиума и принятые на нем конкретные рекомендации будут в значительной степени способствовать совершенствованию защиты двигателей от загрязняющих примесей, снижению их износа, повышению надежности, долговечности и эффективности двигателей внутреннего сгорания, в частности автомобилей.

Канд. техн. наук **М. А. ГРИГОРЬЕВ**

НАМИ

УДК 621.74.65.017.56

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

Газобаллонный легковой автомобиль-такси «Седрик» фирмы Ниссан

Легковой автомобиль «Седрик» (Япония) выпускается в стандартном исполнении и «люкс» (рис. 1). Габаритные размеры автомобиля следующие: длина 4690 мм, ширина 1690 мм, высота 1440 мм. Масса автомобиля равна 1380 кг. На автомобиле установлен четы-



Рис. 1

рехцилиндровый верхнеклапанный двигатель с верхним распределительным валом. Рабочий объем цилиндров двигателя 1982 см³, диаметр цилиндра и ход

поршня соответственно равны 87,2 и 83 мм; степень сжатия двигателя $\epsilon=9,0$. Двигатель развивает максимальную мощность 80 л. с. при 4800 об/мин, максимальный крутящий момент равен 15 кгс·м при 2800 об/мин. Применен газовый баллон емкостью 112 л. Автомобиль работает на сжиженном углеводородном газе (пропан-бутане), запаса топлива хватает на пробег 600 км. Газовая аппаратура, установленная на автомобиле, выполнена фирмой Катакура Хикка-рин.

Легковой автомобиль Фиат-131

Фирма ФИАТ разработала новый газобаллонный двухдверный пятиместный автомобиль (рис. 2) полной массой 1040 кг с четырехцилиндровым рядным верхнеклапанным двигателем. Рабочий объем цилиндров двигателя составляет 1297 см³, диаметр и ход поршня соответственно равны 76 и 71,5 мм; степень сжатия двигателя $\epsilon=9,2$. Максимальная мощность двигателя 65 л. с. при



Рис. 2



Рис. 3 →

5200 об/мин, максимальный крутящий момент 10,4 кгс·м при 3000 об/мин. Автомобиль может двигаться с максимальной скоростью 145 км/ч, запас топлива обеспечивает пробег 500 км. Применяемое топливо — сжиженный углеводородный газ (пропан-бутан). Автомобиль оборудован универсальной системой питания: газ и бензин. Использована газовая аппаратура фирмы Ланди ден Хартог (Голландия). На рис. 3 показано расположение газового баллона в багажнике автомобиля.

Легковой автомобиль Фиат-132

Газобаллонный автомобиль Фиат-132—четырехдверный пятиместный (рис. 4). Полная его масса составляет 1150 кг. На автомобиле установлен четырехцилиндровый рядный верхнеклапанный двигатель рабочим объемом 1585 см³. Диаметр и ход поршня соответственно равны 84 и 71,5 мм; степень сжатия двигателя $\epsilon=9,0$. Максимальная мощность 98 л. с. при 5600 об/мин, максимальный крутящий момент 13,4 кгс·м при 4000 об/мин.



Рис. 4

Максимальная скорость 160 км/ч. Запас газа обеспечивает пробег 500 км. Применяемое топливо — пропан-бутан. Система питания автомобиля универсальная: газ и бензин. Установлена газовая аппаратура голландской фирмы Ланди ден Хартог.

Легковой автомобиль Фиат-127-1050СL

Газобаллонный пятиместный двухдверный автомобиль (рис. 5), выпускаемый фирмой ФИАТ, имеет полную массу 760 кг. Он выпускается с четырехцилиндровым рядным верхнеклапанным двигателем рабочим объемом 1050 см³. Диаметр и ход поршня соответственно равны 76 и 57,8 мм; степень сжатия двигателя $\epsilon=9,3$. Двигатель развивает максимальную мощность 50 л. с. при частоте вращения вала 5600 об/мин, максимальный крутящий момент равен 7,9 кгс·м при 3000 об/мин. Максимальная скорость автомобиля 132 км/ч. Емкость газового баллона 48 л. В качестве топлива используется пропан-бутан. Запас топлива рассчитан на пробег 550 км. Применена универсальная система питания: газ и бен-



Рис. 5

зин. Газовую аппаратуру поставляет фирма Ланди ден Хартог.

Легковой автомобиль Фиат-128

Фирма ФИАТ начала выпуск газобаллонного пятиместного четырехдверного автомобиля полной массой 840 кг (рис. 6). На автомобиле установлен четырехцилиндровый рядный верхнеклапанный двигатель рабочим объемом 1116 см³. Диаметр и ход поршня равны соответственно 80 и 55,5 мм; степень сжатия двигателя $\epsilon=9,2$. Максимальная



Рис. 6

мощность, развиваемая двигателем при 6000 об/мин, равна 55 л. с., максимальный крутящий момент составляет 8,3 кгс·м при 2800 об/мин. Максимальная скорость автомобиля 135 км/ч. Емкость газового баллона 48 л. Топливом является пропан-бутан, запаса которого хватает на 550 км пути. Система питания — универсальная: газ и бензин. На автомобиле установлена газовая аппаратура фирмы Ланди ден Хартог.

Канд. техн. наук Б. Д. КОЛУБАЕВ

УДК 621.74:65.001.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Алюминиевый блок цилиндров

Фирмами K. Schmidt и Daimler-Benz (ФРГ) проведена совместная работа по изготовлению алюминиевых блоков цилиндров без гильз для пяти- и восьмицилиндровых двигателей, устанавливаемых на автомобилях Daimler-Benz с кузовом типа купе. Вместо применявшегося ранее серого чугуна для изготовления блоков цилиндров использован заэвтектический алюминий-кремниевый сплав AlSi17Cu4, что позволило уменьшить массу блока на 40 кг и, как следствие, снизить расход топлива. Блоки цилиндров изготовлены методом литья под низким давлением по технологии, разработанной в 50-е годы в США. В соответствии с этой технологией литые гильзы из серого чугуна устранены, и поршни работают непосредственно в цельном алюминиевом блоке. Необходимую износостойкую опорную поверхность создают первичные кристаллы кремния, обеспечивающие антифрикционные свойства после травления со съемом алюминиевой основы и последующей точной обработки.

Aluminium, июль 1978, т. 54, № 7, с. 467.

Алюминиевые диски колес

Алюминиевые сплавы для изготовления автомобильных дисковых колес с отверстиями должны обладать хорошими литейно-технологическими свойствами и высокой коррозионной стойкостью. Этим требованиям отвечают сплавы G-AlSi12, G-AlSi12Mg, содержащие менее 0,15% Fe, менее 0,01% Cu и менее 0,02% Mg, и в меньшей степени сплав G-AlSi7Mg, применяемый с этой целью в некоторых странах. В сплаве G-AlSi12 кроме эвтектического кремния присутствует также первичный кремний, являющийся хрупкой составной частью структуры. Поэтому содержание кремния в сплавах для автомобильных колес ограничивается 11—12%.

Методом литья в песчаные формы изготавливаются только прототипы и специальные небольшие серии колес. Качество колес повышается при использовании в

качестве формочной смеси зерненого алюминия. Изготовленные этим способом колеса обладают почти такими же механическими свойствами, что и колеса, изготовленные методом литья в кокиль. Однако лучшие результаты получены при использовании метода литья под низким давлением, при котором колесо рассматривается как тело вращения. В зависимости от размера колес производительность составляет 10—12 шт/ч.

В ФРГ были проведены экспериментальные работы по изготовлению колес двух разных типов методом литья под давлением. Однако эти колеса не нашли применения, так как при технологических и рентгеновских испытаниях были выявлены существенные их недостатки. Механические свойства колес не достигали минимальных значений. Тем не менее преимущества метода литья под давлением позволяют в будущем изготавливать высоконагруженные алюминиевые колеса с помощью вакуума, методами «Parashot» или «Pore-free-die casting».

Aluminium, июль 1978, т. 54, № 6, с. 401—402.

Холодная объемная штамповка автомобильных деталей

Фирма Gévelot изготавливает методом холодной объемной штамповки некоторые автомобильные детали. Например, при выдавливании шестерен сателлита дифференциала из стали 38C4 получают идеальную микроструктуру металла с однородной зернистостью, что уменьшает уровень шума в трансмиссии автомобиля. Дополнительными операциями при этом являются механообработка для удаления излишков металла, устранение эксцентриситета между внутренним диаметром и сферической поверхностью, нарезание зубьев. При массе детали 350—480 г экономия металла составляет 30—60%.

На заводах фирмы холодной объемной штамповкой получают также подшипники наружным диаметром 27—60 мм из стали марок 16NC6 и 16MC5 для карданных шарниров. Масса деталей 40—310 г. Детали затем подвергают механообра-

ботке и шлифуют. Экономия металла составляет 60%.

Колпачки, являющиеся самыми распространенными деталями в автомобиле, изготавливают холодной объемной штамповкой из низкоуглеродистой стали XC10. Экономия металла при изготовлении колпачков массой 200 г составляет 60%.

По материалам французской фирмы Gévelot.

Новый шевинговальный станок

Итальянской фирмой Sicmat SpA создан станок модели S52, на котором обработка ведется способом параллельного шевингования. Для этого система привода шевера оснащена регулируемым электронным тормозным устройством, обеспечивающим плавное перемещение шевера. Станок оснащен системой программного управления, с помощью которой регулируются, например, подача шевера на глубину, его обратный ход и реверсирование, а также длина хода стола и величины его подачи.

Техническая характеристика станка следующая:

Обрабатываемые зубчатые колеса:	
диаметр в мм	80—520
максимальная ширина в мм	150
модуль в мм	2—10
Шевер:	
диаметр в мм	178—254
ширина в мм	19—50,8
число ступеней регулировки частоты вращения	14
диапазон вертикальных подач на глубину в мм	0—0,2
Число ступеней регулировки величины подачи стола	20

Благодаря наличию системы программного управления сокращается вспомогательное время, а так как подготовительно-заключительное время тоже сравнительно коротко, то применение станка возможно и рентабельно в условиях не только крупносерийного, но также среднего и мелкосерийного производства. Оснащение станка автоматическим грузоченно-разгрузочным устройством позволяет обеспечивать работу в автоматическом цикле и применять станок в автоматических линиях.

Оборудование и процессы термообработки в атмосфере и вакууме

В докладе, прочитанном представителем фирмы Ipsen Industries International на XVII Международной конференции по проблемам термообработки, рассмотрена конструкция трехрядной возвратно-толкательной печи для светлого отжига и нитроцементации больших количеств мелких и средних стальных изделий (крепежных деталей, деталей цепей, роликов и т. д.). Фирмой созданы также автоматизированная линия для закалки деталей производительностью 400 кг/ч и крупногабаритная герметичная закалочная печь в одно- и двухкамерном исполнении размером 500×1200×600 мм с грузкой до 1300 кг. Высота печи может быть также 760 и 910 мм. Печь позволяет нагреть за час в одной камере до температуры 850°C садку деталей массой 800 кг. Равномерность нагрева ±7°C.

В настоящее время ведутся работы, целью которых является контроль атмосферы по кислородному потенциалу. Создан прибор «Carbon Sensor», при помощи которого углеродный потенциал атмосферы регулируется с погрешностью до ±0,01%С. В будущем предполагается обеспечить непосредственное цифровое считывание данных, создать устройства для определения углеродного потенциала в процентах с автоматическим учетом изменения температуры и других факторов при помощи встроенного микропроцессора.

Разработанный фирмой малогабаритный генератор «Epdexo» предназначен для поставки горячей эндо- и богатой экзотмосферы непосредственно в камеру печи. Последняя модель генератора, снабженная обогреваемой снаружи ретортой, позволяет экономить энергию и снизить расход охлаждающей воды.

Специалисты фирмы работают над улучшением условий проникновения газа при вакуумной цементации в малые от-

верстия углеводородов, созданием устройства для периодического возвратно-поступательного движения поддона с деталями, вентиляторов, устанавливаемых в верхней и задней частях камеры печи и обеспечивающих рециркуляцию атмосферы, сдвоенных лопастей, вращающихся с изменяющейся скоростью и направлением движения, для циркуляции газа при давлении более 1 бар.

Для контроля атмосферы в вакуумных печах создана контрольная система «Soot Sensor», обеспечивающая постоянные условия цементации и препятствующая отложению сажи. При этом потребление углеводородов в течение цикла насыщения снижается. Цементации в вакууме подвергаются втулки, шестерни, кулачковые валы насосов и другие детали.

Опыт фирмы показал, что при термообработке деталей (закалке, отжиге и т. д.) использование атмосфер на основе азота может быть успешным. Однако при цементации и нитроцементации деталей в новых атмосферах специалисты сталкиваются с трудностями, которые связаны с точностью и воспроизводимостью результатов, а также получением светлой поверхности. Поэтому рекомендуется использовать разбавленный эндогаз с добавками 30—70% азота. Следует отметить, что новые атмосферы экономичны лишь при условии низкой стоимости азота.

Помимо работающих в течение года много- и однокамерных печей сверхвысокого давления (до 2 бар) для газовой закалки фирмой создана печь для закалки и термообработки инструмента из быстрорежущей стали с давлением при закалке до 5 бар. Печь компактна, оснащена высокопроизводительным теплообменником, позволяющим снизить расход газа, имеет мощную, практически бесшумную турбинную систему рециркуляции и специальный распределитель расхода газа. Скорость закалки в новой печи резко возросла.

По материалам XVII Международной

конференции «Tratamientos Térmicos», Барселона (Испания), 9—12 мая 1978 г., т. 3, с. 1—44

Контроль кислых медных ванн

Кислые медные ванны ($\text{CuSO}_4/\text{H}_2\text{SO}_4$) допускают большее количество металлических загрязнителей, чем другие растворы, применяемые для получения покрытий, вследствие более благородного потенциала, при котором осаждается медь, так что осаждение большинства активных металлических загрязнителей термодинамически невозможно. Основная проблема в процессе кислого меднения связана с присутствием органических загрязнителей, которые удаляются в результате обработки активированным углем с последующей фильтрацией (более простых методов нет). При этом важно определить момент, когда органические загрязнители достигают той концентрации, которая может повлиять на качество осадка. Фирмой Rockwell International разработана простая технология контроля кислых ванн и создан прибор СРВМ для определения избыточного количества органических загрязнителей в кислых медных ваннах. При разработке технологии за основу был взят факт, что в чистом растворе катодная поляризация низкая, а в загрязненном высокая. Поляризация медного катода в функции времени определяется при постоянной плотности тока 10 мА/см². В случае превышения определенного предела прибегают к очистке ванны активированным углем. Для контроля проба раствора из ванны покрытия доставляется в лабораторию и там подвергается анализу при помощи прибора СРВМ. В чистых ваннах потенциал меди после начального катодного пика с течением времени становится более положительным, а в загрязненных ваннах более отрицательным.

Plating and Surface Finishing, май 1978, т. 65, № 5, с. 60—62.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113:621.798.1

Перспективы применения деревянной тары в отрасли. Каримов А. И. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2. Обосновано применение деревянной тары в отрасли в перспективе и рассмотрены основные типоразмеры деревянных ящиков и поддонов. Табл. 1. Рис. 7. Библиограф. 2.

УДК 629.113:621.43.038.771

Воздухоочиститель с картонным фильтрующим элементом для полноприводного легкового автомобиля. Рузаев И. Г., Забрянский А. Е. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2.

Изложены результаты лабораторных исследований воздухоочистителя с картонным фильтрующим элементом и сравнительных дорожных испытаний полноприводных легковых автомобилей, укомплектованных такими воздухоочистителями и инерционно-масляными. Табл. 2. Рис. 4. Библиограф. 3.

УДК 629.113:621.43.004

К оценке жесткости юбки поршня. Цой И. М. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2.

Приведена методика измерений и оценки деформаций юбки поршня, а также аналитическая зависимость между деформацией юбки поршня и величиной отклонения канавки под поршневое кольцо относительно оси цилиндра. Изложены результаты экспериментальных исследований показателей деформации юбки поршня. Табл. 1. Рис. 4. Библиограф. 2.

УДК 629.113.004

О влиянии работы дизеля на нагруженность трансмиссии автомобиля. Соколов О. В. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2.

Представлены результаты исследований по оценке влияния работы дизеля на нагруженность трансмиссии грузового автомобиля типа 4Х2. Приведены экспериментальные данные, показывающие, что в результате особенностей конструкции дизель на отдельных фазах движения автомобиля может повышать нагруженность его трансмиссии. Табл. 1. Рис. 4.

УДК 629.113.012.5

Качественный анализ влияния некоторых факторов на пятнистый износ шин. Рязановский А. Р. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2.

Рассмотрено влияние на пятнистый износ шин упругости на растяжение брекерного пояса, углов увода, одновременного наличия в площадке контакта продольных и поперечных касательных напряжений. Рис. 6. Библиограф. 2.

УДК 629.113.075

Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил. Литвинов А. С., Белянский Ю. Ю., Азбель А. В., Гринберг Н. С., Оганесян Г. Д. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2.

Предложена нелинейная модель качения эластичной шины под действием вертикальных, боковых и продольных сил. Приведены формулы для коэффициентов бокового увода и тангенциальной эластичности шин в зависимости от действия сил. Рис. 5. Библиограф. 4.

УДК 629.113.001.4

Математическое моделирование колебаний силового агрегата автомобиля и оценка его виброизоляции. Корчемный Л. В., Минкин Л. М., Тольский В. Е. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2.

Рассмотрен вопрос о выборе целесообразной структуры динамической модели силового агрегата, используемой при расчетной оценке его виброизоляции. Выявлена возможность уточнения расчета частот собственных колебаний. На основе анализа амплитудно-частотных характеристик показана необходимость усложнения динамической модели, используемой при расчете колебаний силового агрегата, вызванных движением автомобиля по дороге с неровностями. Табл. 1. Рис. 5. Библиограф. 2.

УДК 629.113.011.5

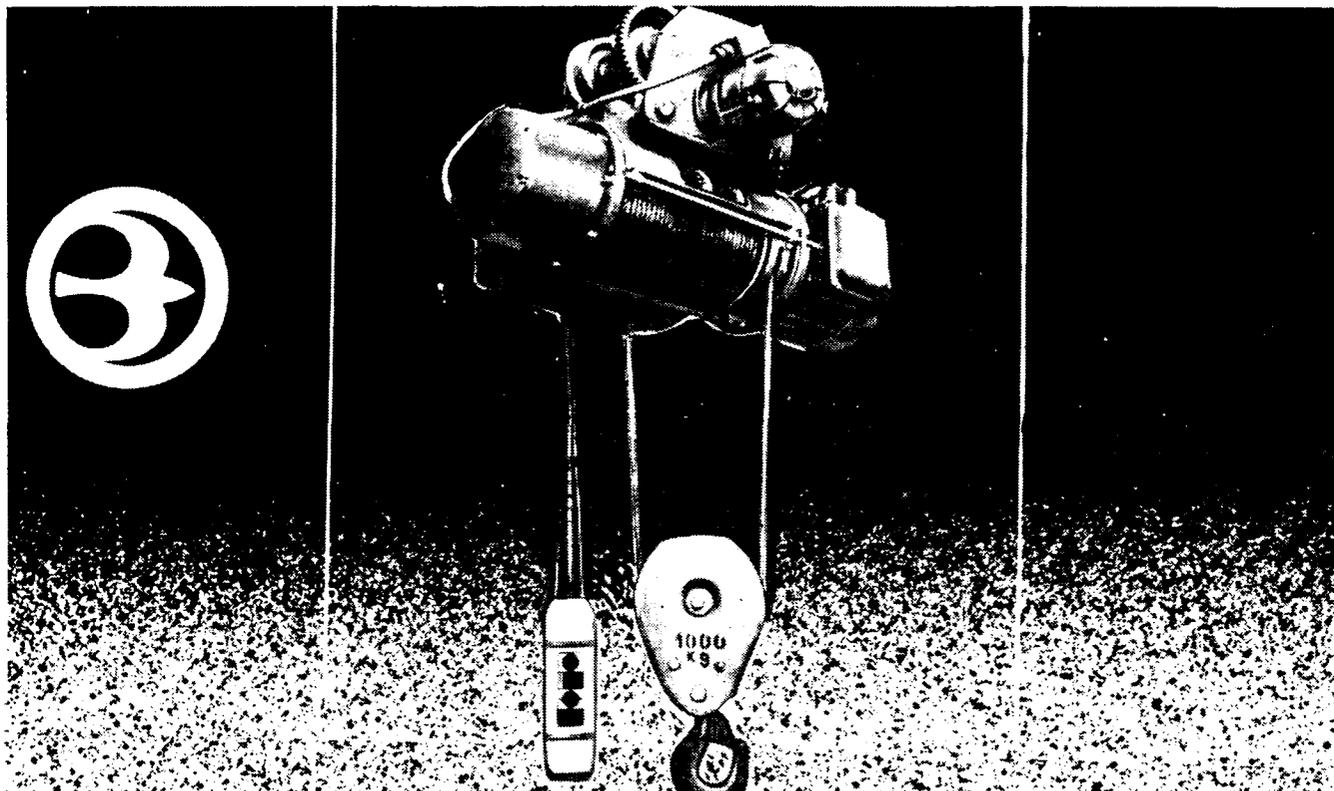
Кузова легковых автомобилей высшего класса. Багров Г. М., Войко В. К., Гусев Е. Д. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2.

Дана оценка рациональности конструкции оснований кузовов легковых автомобилей высшего класса, полученная анализом геометрических параметров поперечных сечений оснований кузовов некоторых автомобилей. Табл. 2. Рис. 1.

УДК 621.78:66.04

Вопросу точности регулирования углеродного и азотного потенциалов печных атмосфер при цементации и нитроцементации деталей. Мелешкин В. Л., Зинченко В. М. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2.

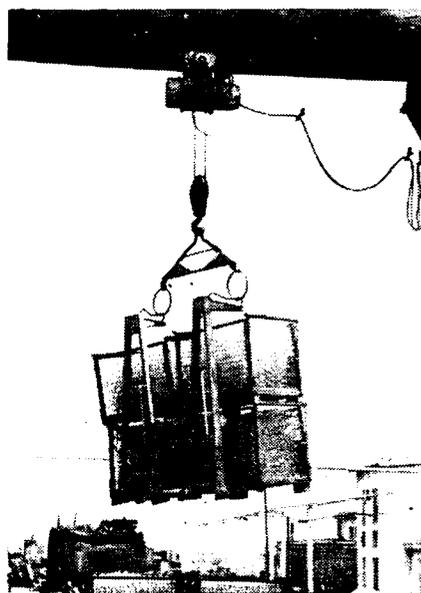
Освещены требования, предъявляемые к точности регулирования углеродного потенциала печных атмосфер с точки зрения ее влияния на стабильность прочностных характеристик обрабатываемых деталей. Рис. 6. Библиограф. 9.



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 подъемно-транспортных 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 конусным 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

1 000 София, ул. Алабина, 56
Телефон 88-21-22. Телекс 023431/2

Телеграммы:

БАЛКАНККАРИМПЕКС София