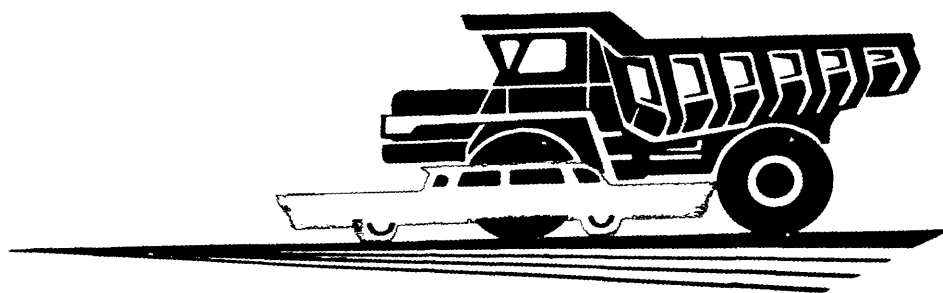


# **А** **ВТОМОБИЛЬНАЯ** **ПРОМЫШЛЕННОСТЬ** **1978** **11**



# СОДЕРЖАНИЕ

В. А. Фаустов, Е. А. Устинов, В. А. Кузин — Решения июльского Пленума ЦК КПСС — в жизнь . . . . .	1
<b>ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА</b>	
А. В. Бронский — Комплексно-механизированный склад экспортных запасных частей на Минском автозаводе . . . . .	4
<b>КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ</b>	
Н. Ф. Китаев — Двигатели ЗМЗ повышенной надежности . . . . .	5
Е. А. Индикт, А. В. Галицкий, Г. Л. Дрибинский — Надежность двигателей грузовых автомобилей в эксплуатации . . . . .	7
Б. М. Покорный — Уравновешивание пятицилиндровых однорядных двигателей . . . . .	10
К. В. Горбунов, А. А. Коробов — Система вентиляции картера двигателя автомобиля ГАЗ-24 . . . . .	12
И. В. Балабин — О состоянии и перспективах развития работ в области автомобильных шин и колес . . . . .	14
М. И. Лурье, В. М. Годованный, Е. П. Буксин — К вопросу выбора мощностных параметров автомобилей и автопоездов . . . . .	16
А. П. Солтус, С. С. Малов — Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения . . . . .	18
А. И. Рябчинский, В. Л. Будник, Н. В. Кузина — Расчетно-экспериментальный метод определения показателей, характеризующих ударно-прочностные свойства автомобилей . . . . .	20
Л. Г. Коряковцев, В. Г. Миронов — О формализованном представлении результатов исследований кузовов легкового автомобиля . . . . .	23
В. П. Анисимов — Оптимизация параметров панели приборов автомобиля . . . . .	25
А. А. Токарев, Э. И. Наркевич, О. З. Шур, В. А. Кораблев, И. В. Смирнов — Исследование скоростных свойств и топливной экономичности автобусов при эксплуатации на магистралях . . . . .	27
<b>ТЕХНОЛОГИЯ</b>	
А. В. Луцевич — Точность профилирования основной окружности кулачков распределительных валов . . . . .	30
В. А. Волотовская, Ю. А. Нагибин, В. А. Шеламов, В. Н. Янчук, Г. Н. Иванов — Медные аноды с фосфором повышенного качества для блестящего меднения . . . . .	33
Л. С. Константинов, А. П. Трухов, Л. А. Рябцева — Расчет основных конструктивных параметров металлоулавливателя роторного типа . . . . .	34
Б. Б. Бобович, В. Н. Замкова, А. Ф. Моисеев, А. Д. Шуляк, В. А. Быков — Новый обивочный шумопоглощающий материал для автомобилей . . . . .	35
<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	
О. Н. Копыл, В. К. Тарноружский, А. И. Сошко — Ингибированные полимерные материалы в автомобилестроении . . . . .	37
В. Ф. Пермьяков, И. М. Жаринов, О. И. Андрийчук, Б. М. Долгин — Электромопеды за рубежом . . . . .	38
В. М. Лобова, Ю. М. Немцов, А. Н. Смирнов, Ю. С. Чухустов — Международные предписания по безопасности конструкции транспортных средств . . . . .	39
И. Н. Мигунов — Внедрение технической документации на предприятиях отрасли . . . . .	42
Н. Я. Лирман, Е. А. Устинов, В. А. Кузин — Сборщица первых советских подшипников, видный общественный деятель . . . . .	42
М. А. Якубов — Измеритель работы буксования сцепления . . . . .	43
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .	44
Рефераты статей . . . . .	45

Главный редактор **Е. А. БАШИНДЖАГЯН**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кривер, 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. Фигтерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор **Л. П. Гордеева**

Корректор **Н. И. Шарунина**

Сдано в набор 07.09.78.  
Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Тираж 15 796 экз.

Подписано в печать 01.11.78.  
Усл. печ. л. 6,0.

Т-20325.  
Уч.-изд. л. 10,0.  
Заказ 3125.

Адрес редакции: 103012 Москва, К-12, пр. Сапунова, 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427.  
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

НОЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1978

Год издания XLIV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.114.73

## Решения июльского Пленума ЦК КПСС — в жизнь

В. А. ФАУСТОВ, Е. А. УСТИНОВ, В. А. КУЗИН

Министерство автомобильной промышленности, НИИАвтопром

**А**ГРАРНАЯ политика Коммунистической партии — краеугольный камень в строительстве социализма и коммунизма. Именно поэтому партия, руководствуясь указаниями В. И. Ленина, всегда придавала большое значение всемерному подъему сельского хозяйства.

В материалах июльского (1978 г.) Пленума ЦК КПСС, посвященного вопросам развития сельского хозяйства в нашей стране, в речи на Пленуме Генерального секретаря ЦК КПСС товарища Л. И. Брежнева дан глубокий анализ состояния сельскохозяйственного производства на основе ленинской аграрной политики партии, отмечены недостатки в деятельности хозяйственных и кооперативных организаций и ведомств, а также намечены мероприятия по дальнейшему совершенствованию всей работы на селе, по укреплению материально-технической базы колхозов и совхозов, увеличению выпуска сельскохозяйственных продуктов для нужд населения и сырья для промышленности, улучшению жизни сельских тружеников в целях сближения материальных и культурно-бытовых условий города и деревни.

Леонид Ильич Брежнев поставил задачу — в будущей пятилетке завершить комплексную механизацию возделывания всех важнейших сельскохозяйственных культур и гораздо выше поднять уровень механизации животноводства. Он говорил, что в этих целях следует и в дальнейшем всемерно увеличивать поставки сельскому хозяйству тракторов, грузовых автомобилей, комбайнов и других сельскохозяйственных машин; производство тракторов и грузовых автомобилей растет, и сельское хозяйство должно получить весомую долю этого прироста. Леонид Ильич отметил, что проблема перевозок сельскохозяйственных грузов, однако, остается очень острой. Их объемы постоянно растут, а парк автомобилей на селе увеличивается медленно. К тому же, село получает автомобили, как правило, не приспособленные для перевозки сельскохозяйственных грузов. Проблему транспорта для села, как бы ни было трудно, пора решать кардинальным образом. В частности, надо организовать производство большегрузных и специализированных автомобилей сельскохозяйственного назначения.

Эти указания тов. Л. И. Брежнева о требованиях, предъявляемых к автомобилям для сельского хозяйства, имеют принципиальное значение. Министерство автомобильной промышленности является поставщиком автомобильной техники, автотракторного электрооборудования, подшипников и многих видов запасных частей.

Поставки сельскому хозяйству продукции отрасли постоянно возрастают. Так, за годы десятой пятилетки объем поставок

автомобильной техники селу и запасных частей объединениям Госкомсельхозтехники СССР возрастет на 33% по сравнению с соответствующими поставками в девятой пятилетке. Задания народнохозяйственного плана по поставкам автомобилей и запасных частей за первое полугодие 1978 г. перевыполнены: на 1,6 тыс. грузовых автомобилей, на 2 тыс. тракторных прицепов, на 3 млн. руб. запасных частей, на 1,8 млн. руб. автотракторного электрооборудования, на 1 млн. шт. подшипников качения. Кроме того, сельскому хозяйству поставлены 8 тыс. специализированных автомобилей и 14 тыс. автомобильных прицепов и полуприцепов. Выполнена досрочная поставка в объеме фондов полугодия по согласованной номенклатуре: по 30 наименованиям автотракторного электрооборудования, 92 типоразмерам подшипников качения и 6 типоразмерам втулочно-роликовых цепей. Осуществлена полугодовая поставка автомобильных запасных частей согласованных наименований и особо учитываемой номенклатуры.

Министерством принимаются меры по улучшению работы опорных пунктов и баз по гарантийному обслуживанию двигателей тракторов типа К-700 и укреплению их материально-технической базы. Организованы вновь 38 опорных пунктов, причем в зонах их действия находятся свыше 140 тыс. тракторов типа К-700.

Пленум ЦК КПСС поставил перед автомобильной, а также тракторной и сельскохозяйственной промышленностью ответственные задачи по увеличению поставок сельскому хозяйству тракторов, грузовых автомобилей, комбайнов и других сельскохозяйственных машин. Поставки автомобильной техники селу весьма актуальны в связи с постоянным расширением объема перевозок сельскохозяйственной продукции.

Проблему транспорта для села следует решать с учетом специфики перевозимых грузов. В частности, надо организовать производство автомобилей большой грузоподъемности, а также специализированных автомобилей сельскохозяйственного назначения. Следует расширить гамму специализированных автомобилей для использования их во всех ведущих технологических процессах сельскохозяйственного производства, существенно повысить их грузоподъемность и другие эксплуатационные качества.

В настоящее время в сельском хозяйстве работают многие тысячи бортовых автомобилей, автомобилей-самосвалов и специализированных автомобилей грузоподъемностью 3 и 4 т. Этого недостаточно. Отсюда следует, что надо бороться не только за постоянное увеличение выпуска автомобилей, но и за всемерное улучшение их эксплуатационных характеристик, чтобы

автомобили можно было более рентабельно использовать без привлечения для нужд села дополнительных автомобилей из народного хозяйства.

Первейшей задачей отрасли является разработка типажа автомобилей для сельского хозяйства со значительным увеличением доли грузовых автомобилей с дизелями, позволяющих сократить расход топлива на 25—30%, а с использованием прицепной техники — еще на 40—50%. Переход от одиночных грузовых автомобилей с карбюраторным двигателем к автопоезду, снабженному дизелем, является новым этапом в оснащении сельского хозяйства высокопроизводительной техникой.

В комплексе мероприятий отрасли по улучшению обеспечения села автомобильной техникой ведущее место принадлежит завершению строительства и освоению мощностей Камского автозавода, который будет выпускать для нужд сельского хозяйства автомобили-тягачи большой грузоподъемности с дизелем, автомобили-самосвалы, автопоезда с двусторонней разгрузкой, с прицепами производства Красноярского завода автомобильных прицепов.

Автопоезда с тягачом, на котором установлен дизель, для нужд сельского хозяйства разрабатываются на Горьковском автозаводе. Они позволят повысить производительность труда в 2—2,5 раза.

Значительную помощь сельскому хозяйству окажут автопоезда, составленные из нового грузового автомобиля ЗИЛ-169, оборудованного дизелем с прицепом или полуприцепом.

Перевод Горьковского и Московского им. И. А. Лихачева автозаводов на производство тягачей с дизелем и выпуск к ним соответствующего прицепного состава повысит среднюю грузоподъемность автопоездов в сельском хозяйстве и позволит сократить обслуживающий персонал автотранспорта.

Более производительные автомобили станут выпускать также Уральский автозавод, который перейдет к производству автомобилей высокой проходимости, оснащенных дизелем КамАЗ.

В текущей пятилетке в сельское хозяйство направляются новые типы специализированной автомобильной техники, которые ранее не выпускались (автомобили и полуприцепы для перевозки птицы и животных, полуприцепы-рефрижераторы, специализированные автомобили-самосвалы и самосальные автопоезда, автомобили-фургоны для проведения культурных мероприятий, легковые автомобили ВАЗ-2121, ЛуАЗ и др.).

Для повышения эффективности работы автомобильного транспорта в сельском хозяйстве большое значение имеет прицепная техника. Эксплуатация автомобилей с прицепами и полуприцепами позволяет обеспечить повышение эффективности работы автомобильного транспорта за счет увеличения грузоподъемности автопоездов по сравнению с одиночными автомобилями и сокращения простоев тягачей на погрузочно-разгрузочных работах, подъема производительности автотранспортных средств в 1,7—1,8 раза, снижения себестоимости перевозок на 15—25% и экономии топлива до 20—25%.

В настоящее время производство автомобильных прицепов и полуприцепов не полностью удовлетворяет потребности народного хозяйства. Пятилетним планом предусматривается увеличить в 1,6 раза производство прицепной техники грузоподъемностью 5 т и выше. При этом автомобили КамАЗ прицепным составом будут укомплектовываться из расчета один прицеп или полуприцеп на автомобиль.

В отрасли сосредоточено также производство прицепов для энергонасыщенных тракторов К-700, К-701 и Т-150, но производятся они в недостаточном количестве. Для удовлетворения нужд в прицепах намечено увеличить их производство на Орском заводе тракторных прицепов, Балашовском заводе авто-тракторных прицепов, Машиностроительном заводе автомобильных и тракторных прицепов (г. Челябинск) и Ишимском машиностроительном заводе, а также на «Киргизавтомаше».

Заслуживает внимания конструкторская проработка Орского завода тракторных прицепов, на котором созданы образцы прицепов повышенной грузоподъемности для тракторов К-700. Необходимо ускорить внедрение мероприятий по повышению грузоподъемности прицепов.

Ускорить обеспечение народного хозяйства автомобильными прицепами предусматривается за счет окончания строительства Ставропольского завода автоприцепов, завершения реконструкции Ворошиловградского автоборочного завода им. 60-летия Советской Украины, строительства первой очереди Красноярского завода автомобильных прицепов и др.

Партия и правительство поставили перед отраслью ответственную задачу по выпуску прицепов в одиннадцатой пятилетке. В частности, должно быть увеличено производство прицепов к энергонасыщенным тракторам К-700 и К-701. Следует внимательно отнестись к этому вопросу, связанному также с созданием дополнительных мощностей по заготовкам, отливкам, поковкам и нормалам.

Предприятия автомобильной промышленности комплектуют

тракторы К-700 и К-701 рядом ответственных узлов, в частности карданными валами и дизелями. Кроме того, возникает задача увеличить моторесурс таких двигателей, как ЯМЗ-240Б, ЯМЗ-840 и особенно ЯМЗ-842 для Павлодарского тракторного завода.

Участие Министерства автомобильной промышленности в создании и оснащении мощных тракторов накладывает на его технические службы и научно-исследовательские институты большую ответственность. Работникам Всесоюзного промышленного объединения Союзавтоприцеп следует более конкретно принимать меры по решению актуальных вопросов развития и создания мощностей по производству прицепной техники, добиваться использования всех имеющихся внутренних резервов производства по увеличению выпуска этой техники для сельского хозяйства.

Наша отрасль обеспечивает колесами практически все сельскохозяйственные машины. Эта задача в основном выполняется Кременчугским колесным заводом. В одиннадцатой пятилетке будут созданы дополнительные мощности по колесному производству в целях обеспечения колесами все возрастающий выпуск автотракторной техники.

Министерство автомобильной промышленности много сделало для удовлетворения потребности сельского хозяйства в обеспечении его автомобильной техникой, узлами, колесами, запасными частями. Вместе с тем в отрасли имеется много резервов; работники отрасли должны более целенаправленно и ответственно подходить к задачам, поставленным партией и правительством.

Необходимо увеличить мощности на Горьковском, Московском им. И. А. Лихачева, Ульяновском им. В. И. Ленина автозаводах, Ярославском моторном заводе и др. примерно на 27% при выпуске дефицитных запасных частей, чтобы обеспечить ими народное хозяйство по нормативам.

Наряду с увеличением производства запасных частей весьма актуален вопрос улучшения конструкции узлов и деталей грузовых автомобилей, обеспечивающих снижение расхода запасных частей.

Сочетание обоих факторов экономически оправдано, и следует осуществлять их параллельно.

Важнейшей проблемой при сокращении расхода запасных частей и эффективной работе автомобильного транспорта в сельском хозяйстве является правильная организация ремонта автомобилей, двигателей и агрегатов. Здесь также имеется немало резервов. Уже в ближайшее время следует разработать рациональную технологию ремонта, создать показательные ремонтные предприятия и улучшить качество ремонта.

Для выполнения возложенных на отрасль задач руководители подразделений аппарата Министерства и партийные организации должны взять под неослабный контроль вопросы обеспечения сельского хозяйства запасными частями, оказывать оперативную помощь предприятиям в решении актуальных проблем, организации выпуска продукции, узлов и запасных частей в полной номенклатуре и высокого качества.

Подшипниковая промышленность также не полностью удовлетворяет потребности сельского хозяйства. Необходимо в ближайшее время ликвидировать «узкие места» на Первом, Третьем, Четвертом, Пятом, Восьмом и Пятнадцатом государственных подшипниковых заводах в целях увеличения мощности цехов, выпускающих подшипники для сельскохозяйственной техники. Всесоюзному промышленному объединению Союзподшипник необходимо расширить применение в сельскохозяйственных машинах подшипников закрытой конструкции с постоянной смазкой, а также новых прогрессивных конструкций, обеспечивающих надежную и долговечную работу узлов и механизмов.

Непрерывно возрастающее благосостояние советских людей, в частности сельских тружеников, вызвало в последние годы повышенный спрос на легковые автомобили, что в немалой мере способствует закреплению кадров на селе.

В настоящее время на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР выпускается специальный автомобиль для работников сельского хозяйства, идущий в большом количестве также на экспорт. В связи с этим надлежит решить вопрос о расширении мощностей по производству этого автомобиля. Следует разрешить и другие проблемы, связанные с использованием легковых автомобилей в сельских районах, в частности, улучшить конструкцию автомобиля УАЗ-469, шире использовать на селе автомобиль «Волга», а также автобусы. Нужно проанализировать вопросы обеспечения автолюбителей сельскохозяйственных районов запасными частями и техническим обслуживанием легковых автомобилей и автобусов.

Как известно, на Пленуме ЦК КПСС указывалось, что необходимо улучшить ремонтное обслуживание сельскохозяйственной техники. Следует не только расширить создание опорных и гарантийных ремонтных пунктов для тракторов типа К-701, но и оперативно обеспечить поставку запасных частей и

наладить работу гарантийных пунктов на местах, в сельскохозяйственных районах.

Для улучшения этой работы следует установить живую связь с основными сельскохозяйственными районами с тем, чтобы быстро принимать необходимые меры, не дожидаясь специальных решений и просьб вышестоящих органов.

Большое значение имеет также оказание работниками объединений и предприятий Министерства автомобильной промышленности шефской и материально-технической помощи труженикам сельского хозяйства.

Партия и правительство, руководствуясь решениями июльского Пленума ЦК КПСС, приняли ряд постановлений по вопросам дальнейшего развития сельского хозяйства.

Согласно этим постановлениям Министерство автомобильной промышленности должно поставить в сельские районы полуприцепы-фургоны ОдАЗ-9925 к седельным тягачам ЗИЛ-130В для перевозки молодняка животных. В настоящее время эти фургоны выпускаются Одесским автосборочным заводом. К 1980 г. намечено увеличить их производство в 3,5 раза и к 1985 г. — в 20 раз с лишним. Предусматривается создание в 1981—1983 гг. мощностей по производству этих изделий на Шумерлинском заводе специализированных автомобилей. Этот же завод должен к 1980 г. увеличить на 60% выпуск специальных автомобилей-фургонов для перевозки инкубационных яиц, цыплят и живой птицы для птицефабрик с ежегодным приростом их к 1985 г. почти в 3 раза.

До 1980 г. Всесоюзные промышленные объединения Союзавтотранс, Союзавтотрактор, Союзавтотракторостроения им. Ухтомского узлы и детали 15 наименований для производства самоходной косилки-плющилки, обеспечивающие увеличение ее выпуска в 1979 г. в 15 раз и в 1980 г. в 30 раз. Министерство обязано также разработать в 1979 г. опытный образец специализированного шасси на базе автомобиля ЗИЛ для раздатчика-смесителя кормов и обеспечить выпуск первой партии таких автомобилей и прицепной техники к ним.

В соответствии с постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О мерах по дальнейшему развитию комплексной механизации сельскохозяйственного производства и оснащения сельского хозяйства высокопроизводительной техникой» Министерство автомобильной промышленности обязано обеспечить:

а) изготовление в первом полугодии 1980 г. образцов автопоездов сельскохозяйственного назначения (автомобили-тягачи, прицепы и полуприцепы) по техническим требованиям Министерства тракторного и сельскохозяйственного машиностроения и Госкомсельхозтехники СССР, а также образцов специальных автомобилей высокой проходимости, способных работать на грунтовых дорогах и в полевых условиях;

б) создание в 1981—1985 гг. мощностей для выпуска на Култаском автозаводе им. Г. К. Орджоникидзе автопоездов сельскохозяйственного назначения с набором специализированных прицепов и полуприцепов и для выпуска на Уральском автозаводе специальных автомобилей высокой проходимости.

Для создания мощностей на предприятиях Министерства автомобильной промышленности по производству дизелей, топливной аппаратуры, колес, рессор, карданных валов, электрооборудования и приборов для тракторов К-701, а также тракторных прицепов с кузовами и грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения на 1981—1985 гг. устанавливаются дополнительные капитальные вложения, в том числе на строительно-монтажные работы.

Министерство обязано совместно с другими министерствами и ведомствами в 1981—1985 гг. рассмотреть вопросы об организации производства сменных кузовов к грузовым автомобилям, о создании конструкции колесного трактора общего назначения с двигателем высокой мощности, о пуске в производство сельскохозяйственных машин для механизации работ в растениеводстве (насосные станции для полива и лозоподборщики для винограда) и др.

Большие задачи стоят перед отраслью в одиннадцатой пятилетке. Увеличение выпуска продукции следует сочетать с режимом экономии народных средств. Необходимо искать решения, максимально обеспечивающие эффективность в работе, повы-

шение производительности труда, вскрытие имеющихся крупных резервов за счет технического перевооружения предприятий при минимальных капитальных затратах.

Следует привлечь к этому лучшие силы производственных и всесоюзных промышленных объединений, научных и проектных организаций с тем, чтобы осуществить также организацию и выпуск новой, более совершенной техники для сельского хозяйства.

Прежде всего это означает получение наибольшей отдачи от больших капитальных вложений, выделенных государством на создание Камского автомобильного комплекса. Должны быть развернуты работы по организации производства сельскохозяйственных автопоездов и специальных автомобильных цистерн для села.

Практически все основные автозаводы должны сейчас активнейшим образом вести работу по разработке и созданию опытных образцов, а также их испытанию, по утверждению принципиальных решений и технико-экономических обоснований для того, чтобы в следующей пятилетке с минимальными затратами обеспечить переход на новые высокопроизводительные грузовые автотранспортные средства.

Товарищ Л. И. Брежнев говорил на Пленуме ЦК КПСС, что для достижения намеченных целей потребуются напряженные усилия, энергия и творческая инициатива масс, весь богатый опыт партии, знания и организаторское искусство ее кадров.

Надо точно определить, что конкретно и в какие сроки должен сделать каждый коллектив для выполнения намеченного, мобилизации новых возможностей и резервов подъема сельскохозяйственного производства. Важно уметь организовать дело, повсеместно создать благоприятные условия для успешной работы, используя все формы, все средства организаторского и идейно-политического воздействия.

В связи с тем, что сейчас крупнейшие автомобильные производственные объединения непосредственно подчиняются Министерству, значительно возросла роль аппарата по руководству отраслью.

Чтобы выполнить задачи по подъему сельского хозяйства, возложенные на Министерство автомобильной промышленности Пленумом ЦК КПСС, работники аппарата и всесоюзных промышленных объединений должны детально знать положение дел в сельском хозяйстве, следить за его развитием, особенно за новыми технологическими процессами в сельскохозяйственном производстве, с тем чтобы своевременно и даже с опережением разрабатывать новую автомобильную технику под эти процессы.

Большие задачи в области создания новой техники стоят перед техническими службами (особенно перед НАМИ), которые должны резко активизировать работу по разработке новых образцов автомобилей для сельского хозяйства.

Необходимо добиваться, чтобы ни один коллектив не мог остаться в стороне от выполнения заказов для села. В этой связи надо разработать подробные, постоянно действующие комплексные организационно-технические мероприятия по оказанию всемерной помощи селу, а партийные организации должны осуществлять действенный контроль за их исполнением.

Хозяйственные органы и партийные организации должны повышать ответственность за порученное дело каждого работника отрасли, добиваться, чтобы коллективы работали творчески, вкладывали всю свою энергию в осуществление величественных задач, которые наметил июльский Пленум ЦК КПСС.

От того, как будет организована работа, мобилизованы предприятия, научно-исследовательские и проектные организации на решение важнейших задач, стоящих перед отраслью, будет в значительной степени зависеть эффективность работы — основное требование нашей партии, выдвинутое XXV съездом КПСС.

Хозяйственные, партийные, комсомольские и профсоюзные организации предприятий и объединений, работники проектных и научно-исследовательских организаций отрасли, движимые чувством патриотизма, приложат все свои силы, опыт и энергию для успешного выполнения решений июльского Пленума ЦК КПСС и внесут свой весомый вклад в развитие сельского хозяйства, в развитие материально-технической базы нашей страны.

## Комплексно-механизированный склад экспортных запасных частей на Минском автозаводе

А. В. БРОНСКИЙ  
УНИПТИМАШ

**Д**ЛЯ БЕСПЕРЕБОЙНОГО обеспечения запасными частями автомобилей Минского автозавода Ульяновским научно-исследовательским и проектно-технологическим институтом машиностроения спроектирован комплексно-механизированный склад.

Склад расположен в здании длиной 108 м, шириной 24 м и высотой 10,8 м. Общая полезная площадь 2664 м<sup>2</sup>. На складе хранятся детали 1350 различных наименований. Годовой грузооборот 8770 т. Отгрузка осуществляется железнодорожным и автомобильным транспортом.

Склад делится на три основные зоны: приемки 1, хранения 2 и отгрузки 3 запасных частей (рис. 1 и 2).

Основная часть деталей поступает на склад из цехов в ящичной таре на электротележках, в зоне приемки детали перемещаются подвесным конвейером (из цеха консервации), а также автомобильным транспортом.

Разгрузка транспорта и установка тары с деталями осуществляется однобалочными кранами, а крупногабаритных деталей — мостовым краном. Детали, транспортируемые из цеха консервации 4 подвесным конвейером, снимаются с него, упаковываются на участке упаковки 5 в бумагу и укладываются в тару. Порожняя тара с участка комплектации 6 подается в зону приемки 1 стеллажным краном-штабелером. Нормали и мелкие изделия упаковываются в полиэтиленовые мешки и на участке маркировки 7 маркируются. Это облегчает отбор деталей при комплектовании. Заполненная тара отправляется с последнего конвейера в зону приемки к первому или второму стеллажному крану-штабелеру.

В зоне 2 хранения принято два способа складирования деталей — стеллажный и штабельный.

Мелкая тара хранится в стеллажах с полочным настилом и обслуживается стеллажным краном-штабелером грузоподъемностью 0,32 т с ручным отбором груза. Крупная тара хранится в сборно-разборных стеллажах с балочным настилом и обслуживается кранами-штабелерами грузоподъемностью 1 и 2 т.

Комплектацию мелких деталей выполняет оператор крана-штабелера. Роликовый стол крана-штабелера позволяет легко устанавливать на него тару. Отбор деталей, хранящихся в крупной таре, осуществляется на участке комплектации. Для возврата тары с оставшимися деталями предусмотрен второй ярус конвейерной системы с подъемником 1 (рис. 2). Направления движения грузов на рисунке показаны стрелками.

Крупногабаритные детали хранятся в штабеле на антресоли, расположенной в зоне отгрузки 3 над участком упаковки 5. В штабель детали устанавливаются мостовым краном.

Зона отгрузки предназначена для упаковки скомплектованных заказов в транспортную тару и отправки их потребителям.

Участок упаковки 5 деталей малых и средних размеров включает в себя четыре рабочих места, каждое из которых со-

стоит из двух роликовых конвейеров, стола и перемещающейся электрической тележки. Одновременно можно комплектовать заказы для четырех потребителей. Порожняя деревянная тара и упаковочные материалы доставляются электропогрузчиком с тарного участка. Скомплектованные заказы передаются на ра-

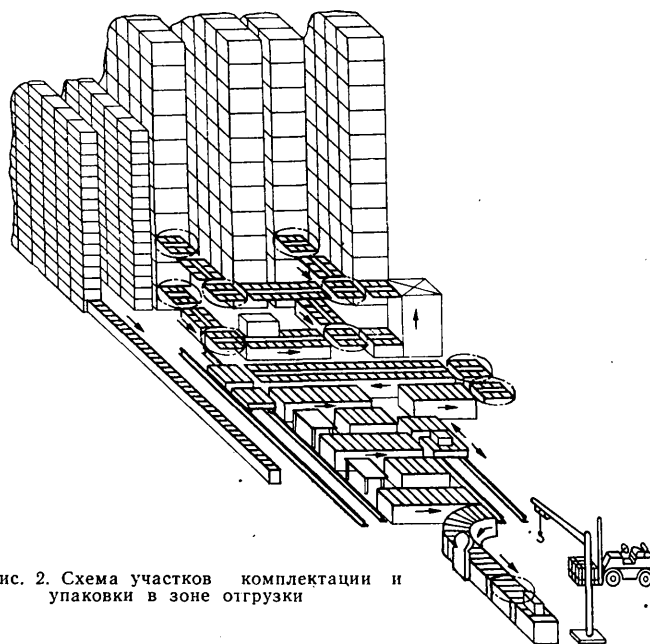


Рис. 2. Схема участков комплектации и упаковки в зоне отгрузки

бочие места упаковщиков электрической тележкой. Здесь изделия перекладывают в деревянные ящики и заполняют упаковочные листы.

Упакованные ящики со всех рабочих мест с помощью электрической тележки поступают на участок маркировки 7. Здесь закрывают ящики, взвешивают их на встроенных в конвейер весах, маркируют на поворотном столе и обтягивают металлической лентой. Для маркировки деревянных ящиков целесообразно применять станки для вырубki трафаретов марки «Идеал» (ФРГ) или фирмы Эрапа (Швейцария) в комплекте с необходимыми средствами для маркировки. Для обтяжки ящиков металлической лентой предлагаются ручные приспособления фирмы Циклоп (ФРГ) и автоматическая лентобязочная машина «Эрамастик» (Швейцария). Готовые к отправке ящики укладываются консольно-поворотным краном на поддоны, которые устанавливаются электропогрузчиком на места временного хранения или в стеллажи для более длительного хранения.

Поддоны с ящиками погружаются в железнодорожные вагоны электропогрузчиком. Крупногабаритные ящики грузятся мостовым краном.

Операции по учету запасных частей предусматривают использование вычислительной техники и средств сбора и регистрации информации,

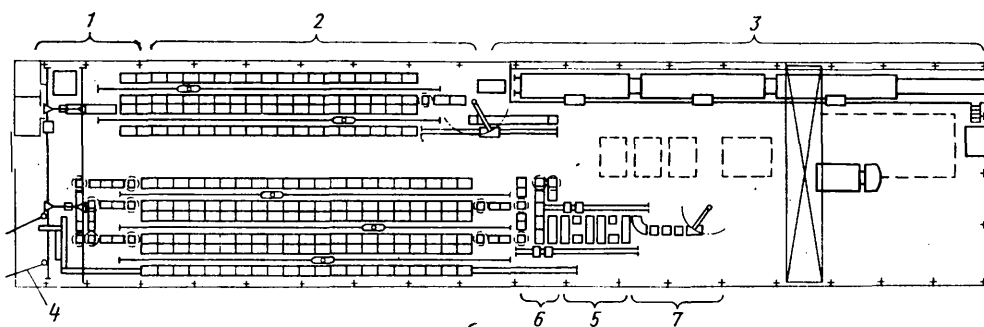


Рис. 1. Планировка комплексно-механизированного склада экспортных запасных частей

### Таблица 1

Грузоподъемные устройства	Грузоподъемность в т	Максимальная высота подъема в м	Количество
Кран-штабелер:			
стеллажный . . . . .	0,32	5,7	1
" . . . . .	1	7,6	3
" . . . . .	2	7,6	1
Подъемник . . . . .	2	4,0	1
Электропогрузчик . . . . .	1	1,8	—
Кран:			
однобалочный (зона приемки) . . . . .	1	—	2
консольно-поворотный (участок упаковки) . . . . .	0,5	3,4	2
мостовой (зона отгрузки) . . . . .	5	—	1

функционирующих в настоящее время в автоматической системе управления производством (АСУП) на Минском автозаводе. В табл. 1 и 2 приведены соответственно технические характеристики складского оборудования и складской тары.

Применение роликовых конвейеров, передаточных электрических тележек, пакетных методов переработки и хранения гру-



### Таблица 2

Тип тары	Масса тары в кг	Грузо-подъемность тары в кг	Назначение
1М321, 25-4.06	0,98	25	Мелкая пластмассовая тара для хранения нормалей и мелких изделий
1Н1285-13	108	1000	Ящичная тара для хранения изделий массой менее 25 кг и длиной до 1156 мм
2П04-800×1200-1,0 Д, ГОСТ 9078-74	33	1000	Поддон для хранения деревянных ящиков с изделиями
6874.444	160	1000	Складная тара с оснасткой для хранения радиаторов
6801.743	226	2000	Ящичная тара для хранения изделий массой свыше 25 кг и длиной до 1528 мм
6874.458	180	3200	Стоечная тара для хранения длинномерных изделий
6874.491	150	800	Стоечная тара для хранения штамповок

зов, производственной тары и специальной тары позволит более полно использовать площадь и объем склада, увеличить пропускную способность, сократить число перевалок, улучшить организацию и технико-экономические показатели его работы.

УДК 629.113:621.43

## Двигатели ЗМЗ повышенной надежности

**Н. Ф. КИТАЕВ** — генеральный директор

**Заволжского производственного объединения «Автодвигатель»**

**П**ОВЫШЕНИЕ надежности и долговечности автомобильных двигателей является комплексной проблемой, успешное решение которой возможно только при тесном творческом сотрудничестве заводов-изготовителей, заводов смежных производств, научно-исследовательских, эксплуатирующих, ремонтных и других заинтересованных организаций.

Для обеспечения наибольшей эффективности работ по повышению надежности и долговечности двигателей на Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР внедрена определенная система, основные положения которой следующие:

1) организация творческой связи завода с потребителями, эксплуатирующими и ремонтными предприятиями, организации опорных автохозяйств; это обеспечит завод информацией о работе как двигателей первых промышленных партий, так и двигателей массового выпуска;

2) анализ собственных производственных данных, данных основных потребителей (Горьковского автозавода, Павловского автобусного завода им. А. А. Жданова и др.), рекламационных станций, а также результатов испытаний;

3) творческая переработка внешней и внутренней информации, в результате чего уточняется достигнутый уровень качества двигателя и намечаются новые задачи по его улучшению;

4) проведение комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ для проверки различных конструктивных решений отдельных деталей и узлов; варианты изменений, эффективность которых не подтверждена в ходе испытаний, заменяются другими;

5) разработка комплексного плана мероприятий по улучшению качества и повышению надежности и долговечности двигателей, который вначале обсуждается на партийно-технических конференциях в цехах и отделах завода, а затем на ежегодных партийно-технических конференциях завода; в работе общезаводских партийно-технических конференций принимают участие также ответственные представители заводов смежных производств, заводов-потребителей, научно-исследовательских институтов и эксплуатирующих организаций;

6) внедрение в производство намеченных мероприятий.

Проблема повышения качества и увеличения моторесурса двигателей связана с проведением сложной по содержанию и большой по объему работы. Для ее решения предстояло найти такие организационные формы и методы, которые обеспе-

чивали бы четкую взаимосвязь всех участников, наиболее эффективные пути достижения цели.

Прежде всего потребовалось расширить работы инженерных служб, создать новые структурные подразделения, усилить экспериментальную базу и укрепить инженерные кадры. В известной мере это было осуществлено.

Было организовано эксплуатационно-исследовательское бюро в составе отдела главного конструктора, которое возглавило работу по повышению надежности, включая организацию опорных автохозяйств и проведение эксплуатационных испытаний.

Были созданы вновь и укреплены существующие лаборатории в отделе главного конструктора (исследования токсичности, исследования рабочих процессов, по доводке электрооборудования), в отделе главного технолога (металлопокрытий, масел, испытаний двигателей), а также в отделе главного металлурга (металлофизическая, термическая, химическая и спектральная и др.). Была реорганизована рекламационная служба отдела технического контроля, созданы техническое бюро по анализу качества и специальное бюро по комплексной системе управления качеством продукции (КС УКП).

При отделе главного технолога организована служба контроля за выполнением планов повышения качества выпускаемых двигателей.

На заводе организован входной контроль материалов и комплектующих изделий. Введена обязательная периодическая проверка станков на технологическую точность. Действует служба планово-предупредительного ремонта оборудования и оснастки.

Большое внимание уделяется совершенствованию средств и методов технического контроля, в том числе внедрению средств активного контроля. В производстве применяются также различные методы лабораторного контроля: рентгеновский, магнитный, металлографический и др.

На заводе действует система периодической проверки соблюдения установленных технологических процессов и ликвидации нарушений.

Большое значение придается производственно-техническому обучению рабочих и повышению квалификации инженерно-технических работников.

На заводе разработана и внедрена комплексная система



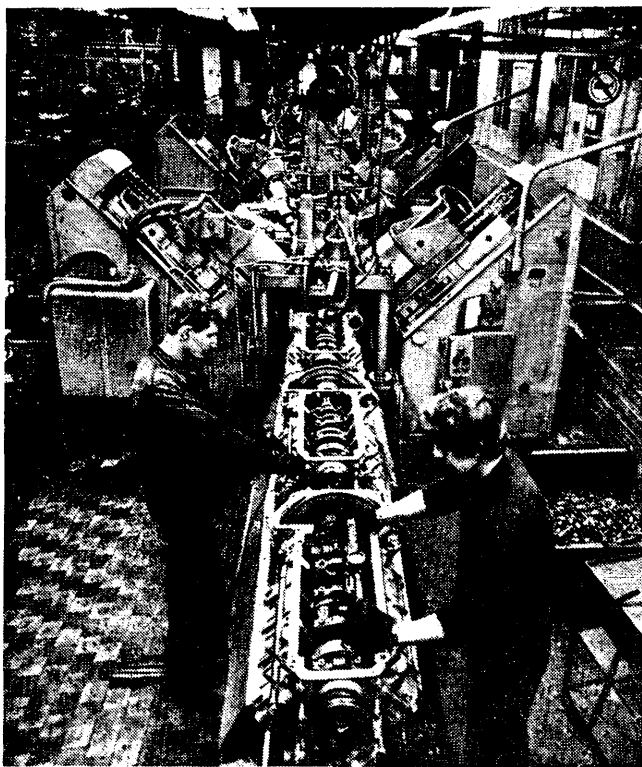


Рис. 1. Сборка двигателей

управления качеством продукции на базе стандартов предприятия.

Производство двигателей на заводе осуществляется на современном высокопроизводительном оборудовании, по передовой технологии. Многие ответственные детали двигателя (блок, головка цилиндров, выпускная труба, картер сцепления, шатун и др.) обрабатываются на автоматических линиях. Сборка двигателей осуществляется на автоматизированной линии (рис. 1).

Металлургическое производство оснащено современным оборудованием для литья под давлением (рис. 2). Впервые в мире под давлением отливается такая крупная деталь, как блок цилиндров V-образного двигателя.

Опыт работы завода по повышению качества и надежности выпускаемых двигателей показал действенность разработанной и применяемой на заводе системы.

Наблюдения в опорных автохозяйствах за первыми промышленными партиями как восьмицилиндровых, так и четырехцилиндровых двигателей выявили характерные дефекты и неисправности, позволили оценить надежность новых агрегатов. Так было установлено, что первые промышленные партии восьмицилиндровых двигателей имели низкую надежность ряда узлов и деталей.

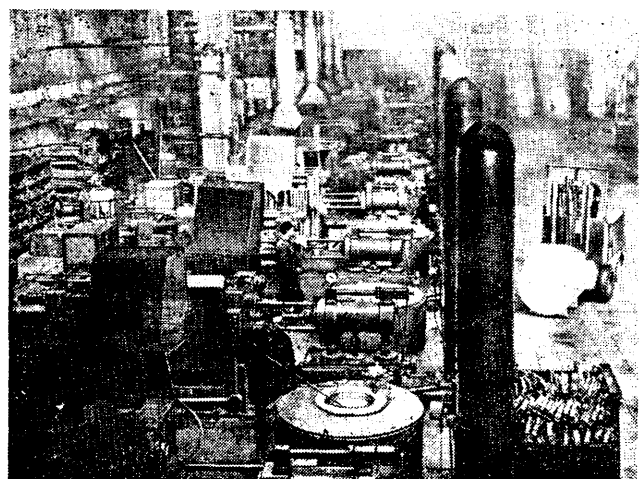


Рис. 2. Цех литья под давлением деталей двигателей

Систематическая, целеустремленная работа по совершенствованию двигателей позволила из года в год улучшать их, вследствие чего снижалось число отказов в работе, большинство отмечавшихся ранее недостатков были исключены или существенно снижены. За истекшие годы было разработано и внедрено много мероприятий по повышению надежности, а также по улучшению технико-эксплуатационных показателей двигателей.

Отметим наиболее важные мероприятия. Были усилены блок цилиндров и картер сцепления, изменено крепление выпускных трубопроводов, внедрены сталеалюминиевые вкладыши, распределительный вал из стали 45 селект, головки цилиндров с измененными газовыми каналами, гильзы цилиндров с увеличенным верхним буртом, стальные маслосъемные поршневые кольца, контактно-транзисторная система зажигания, генератор переменного тока, масляный насос повышенной производительности и др.

Большая работа проведена на заводе по улучшению качества и повышению надежности двигателя ЗМЗ-24. Первые партии этих двигателей показали их недостаточную надежность. Пришлось, наряду с освоением производства этого двигателя, срочно заняться его улучшением. В короткие сроки были внедрены мероприятия, коснувшиеся практически всех основных деталей и узлов двигателя. Были внедрены усиленные блок цилиндров, картер сцепления, коленчатый вал (рис. 3), сцепление, пружины клапанов, маслоприемник, распределительный вал из стали 45 селект с широкими кулачками, клапаны с жаропрочной наплавкой, верхние компрессионные поршневые кольца, легированные молибденом, стальные маслосъемные поршневые кольца. Выполнен комплекс работ по повышению надежности работы цилиндно-поршневой группы, включающий как конструкторские, так и технологические мероприятия.

Внедрение в производство таких серьезных изменений, потребовавших больших усилий всего коллектива, оправдало себя. Была резко снижена дефектность двигателей, существенно повысилось их качество и надежность, улучшились технико-эксплуатационные показатели, в том числе снизился расход масла, увеличился моторесурс. Уменьшилось количество претензий от потребителей.

Стабильное получение изделий высокого качества возможно только при хорошей организации производства, четкой работе всего заводского механизма на основе передовой технологии. Завод оснащен современным высокопроизводительным оборудованием, внедрено большое число автоматических линий, специальных и агрегатных станков. На заводе применены прогрессивные технологические процессы получения отливок, механообработки, термообработки (рис. 4), штамповки и сборки.

Постоянное совершенствование конструкции двигателей, применение передовой технологии при их производстве позволило улучшить качество и надежность выпускаемых двигателей. В результате этого моторесурс двигателей ЗМЗ-53 и ЗМЗ-24-01 был увеличен со 150 до 200 тыс. км, двигателей ЗМЗ-66 со 100 до 150 тыс. км, стационарных двигателей ЗМЗ-320-01 с 6000 до 8000 моточасов. Такое повышение моторесурса двигателей ЗМЗ дает в народном хозяйстве значительный экономический эффект.

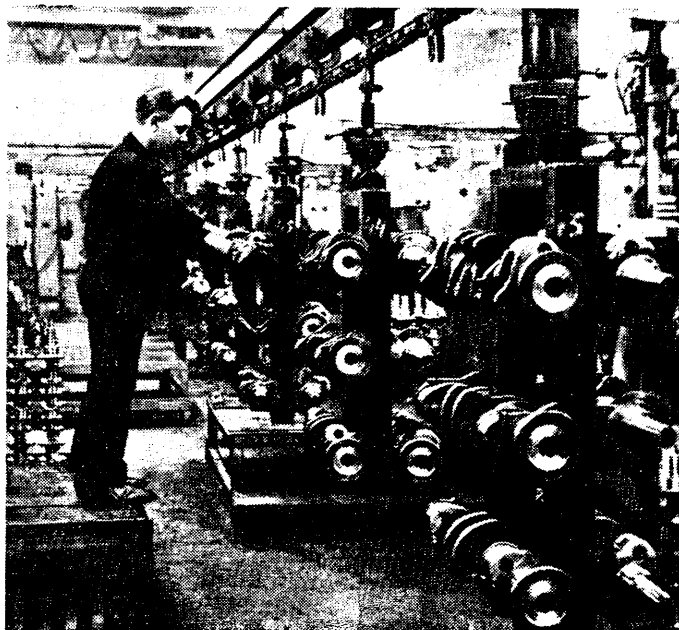


Рис. 3. Автоматическая линия обработки коленчатого вала



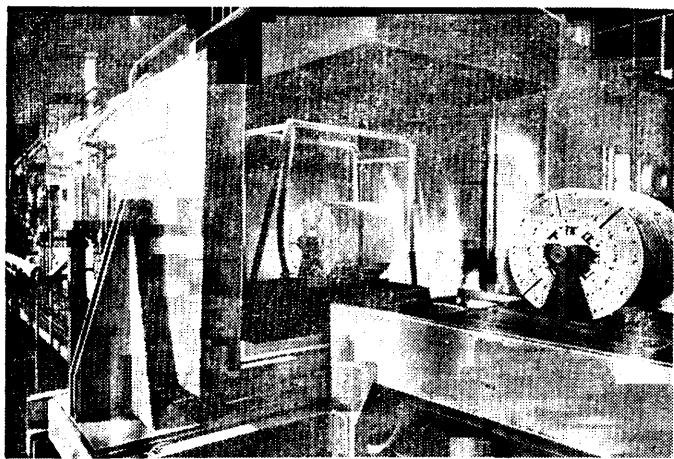


Рис. 4. Термообработка диска сцепления

Проведенная работа позволила также снизить расход масла на угар до 0,5% от расхода топлива у четырехцилиндровых двигателей и до 0,6% у восьмицилиндровых двигателей.

Кроме того, были снижены трудоемкость технического обслуживания и эксплуатационный расход запасных частей.

Усилия коллектива завода по улучшению качества, повышению надежности и технического уровня выпускаемой продукции были высоко оценены, и двигателям ЗМЗ-53, ЗМЗ-66, ЗМЗ-672, ЗМЗ-24-01, ЗМЗ-320-01 и ЗМЗ-321-01 присвоен государственный Знак качества.

В текущей пятилетке Заволжский моторный завод им. 50-летия СССР должен освоить производство модернизированных четырех- и восьмицилиндровых двигателей с улучшенными технико-эксплуатационными показателями. Моторесурс базовых двигателей будет увеличен с 200 до 250 тыс. км, повышена мощность, уменьшены расходы топлива и масла, снижена токсичность отработавших газов.

Проведенные испытания опытных образцов таких двигателей позволили выбрать оптимальные варианты и выдать документацию на подготовку производства, которая ведется с таким расчетом, чтобы в 1979 г. приступить к выпуску двигателей ЗМЗ с улучшенными технико-эксплуатационными показателями. Эта задача является довольно сложной, так как потребует освоения новых и модернизированных деталей, большого изменения технологических процессов, введения нового оборудования, оснастки и инструмента. Достаточно сказать, что все основные детали двигателей претерпели существенные изменения. Так, на новых восьмицилиндровых двигателях будет введена полнопоточная фильтрация масла, использованы монометаллические гильзы цилиндров из износостойкого чугуна, терморегулируемые поршни с упрочняющей вставкой под верхнее поршневое кольцо, поршневые компрессионные кольца из высокопрочного чугуна, поршневые маслосъемные кольца с двухфункциональным расширителем, закрытая система вентиляции картера, коленчатые валы с закаленными коренными шейками, воздушные и топливные фильтры со сменными бумажными элементами с более эффективной очисткой воздуха и топлива, одноразовая впускная труба, распределительный вал с измененными фазами газораспределения, усиленный блок цилиндров, усиленные шпильки крепления коренных подшипников и головок цилиндров, дополнительные стойки оси коромысел, стальные гайки крепления выпускных трубопроводов и др. Все

это позволит получить необходимые параметры у модернизированного двигателя.

Значительные изменения претерпевает четырехцилиндровый двигатель для автомобиля «Волга».

Для повышения мощности и снижения расхода топлива предусмотрена улучшенная система наполнения цилиндров за счет изменения формы и диаметра тарелки впускного клапана и увеличение его хода благодаря измененному профилю кулачка распределительного вала, вводится улучшенная, так называемая настроенная, система выпуска отработавших газов, применен новый карбюратор К-151.

Для повышения надежности цилиндро-поршневой группы и механизма газораспределения на двигателях вводятся монометаллические гильзы из износостойкого чугуна, поршни с терморегулирующей вставкой и бочкообразным профилем юбки, верхние поршневые компрессионные кольца из высокопрочного чугуна с бочкообразным профилем, маслосъемные кольца с двухфункциональным расширителем, усиленные выпускные клапаны.

Масляный насос повышенной производительности обеспечит хорошие условия смазки на всех режимах работы двигателя, позволит уменьшить эксплуатационный износ трущихся поверхностей деталей, увеличив тем самым их долговечность.

Кроме того, двигатели будут иметь более жесткий блок цилиндров, коленчатый вал с закаленными шейками, новые воздушные и топливные фильтры со сменными картонными элементами. Намечается применение новых хлопчатобумажных фильтрующих элементов для масляного фильтра, позволяющего увеличить межсменный срок службы моторного масла.

Претерпят изменения детали электрооборудования. Вводятся генератор переменного тока повышенной мощности (до 900 Вт), свечи зажигания с увеличенной ввертной частью, бесконтактная система зажигания. Предусмотрены другие изменения.

Внедрение в производство модернизированных двигателей позволит сократить расход топлива на 3—5%, масла — до 0,3—0,5% от расхода топлива, токсичность до установленных норм, трудоемкость технического обслуживания и ремонта на 10% и эксплуатационный расход запасных частей на 10—20%.

Коллектив завода полон решимости освоить производство модернизированных двигателей в намеченные сроки. Однако вызывает большую тревогу недостаточная подготовленность многих заводов смежного производства к выпуску и поставке изделий с улучшенными показателями.

Это относится в первую очередь к таким деталям и узлам, как поршневые компрессионные кольца из высокопрочного чугуна с бочкообразным профилем и маслосъемные кольца с двухфункциональным расширителем производства Мичуринского завода им. Ленина, карбюраторы К-151 производства Ленинградского карбюраторно-арматурного завода им. В. В. Куйбышева, термостаты с твердым наполнителем производства Ставропольского завода автотракторного оборудования, топливные и воздушные фильтрующие элементы и другие комплектующие изделия.

Вопросы качества комплектующих изделий и материалов являются весьма важными, и для их положительного решения нужна помощь Министерства автомобильной промышленности.

На надежность и долговечность двигателей большое влияние оказывает качество применяемых топлив и масел. Обеспечение парка автомобилей необходимыми бензинами и маслами будет способствовать повышению долговечности автомобилей и снижению расхода горюче-смазочных материалов.

Внедрение в производство модернизированных двигателей с повышенными технико-эксплуатационными показателями повысит технический уровень автомобилей и эффективность их использования в народном хозяйстве.

УДК 629.113.007

## Надежность двигателей грузовых автомобилей в эксплуатации

Канд. техн. наук Е. А. ИНДИКТ,

канд. техн. наук А. В. ГАЛИЦКИЙ, Г. Л. ДРИБИНСКИЙ

НАМИ

**В** ОПРОСЫ надежности автомобильных конструкций и в особенности силовых агрегатов грузовых автомобилей весьма актуальны в связи с ростом их грузоподъемности и значимости каждой транспортной единицы в общем объеме перевозок народнохозяйственных грузов.

До последнего времени при разработке новых и модернизации существующих моделей двигателей основное внимание уделялось вопросам повышения их моторесурса и в значительной меньшей степени вопросам безотказности и ремонтпригодности. Эти характеристики нельзя не учитывать, так как они

определяют простой автомобилей и трудовые затраты на проведение текущих ремонтов двигателей.

Решение этих вопросов в настоящее время является одним из основных направлений работ моторных заводов отрасли и НАМИ.

Комплекс испытаний двигателей на надежность, включающий и эксплуатационные испытания, проводят в НАМИ. С этой целью создана сеть экспериментально-производственных автохозяйств (ЭПАХ), расположенных в районах с различными дорожными и климатическими условиями.

Методика сбора и обработки информации в ЭПАХах НАМИ и номенклатура определяемых параметров приведены в работах [1—5].

Надежность автомобильных конструкций в значительной мере зависит от условий эксплуатации, определяемых сочетанием различных внешних факторов — транспортных, дорожных и природно-климатических. Наиболее существенно на конструкцию автомобиля влияют дорожные условия эксплуатации [6 и 7].

Для более объективной оценки показателей надежности и долговечности двигателей, полученных в результате эксплуатационных испытаний, необходимо также определить количественные характеристики скоростных и нагрузочных режимов двигателя при работе в различных дорожных условиях.

С этой целью в ЭПАХах НАМИ для грузовых автомобилей в гг. Москве, Горьком, Скопине (Рязанская область) и Якутске (поселок Усть-Нера) по единой методике проведены специальные заезды на характерных маршрутах работы автомобилей средней, большой и особо большой грузоподъемности.

Для сравнения нагруженности агрегатов при работе в реальных условиях эксплуатации с условиями испытаний на автополигоне проведены также заезды на кольцевой скоростной бетонной дороге Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ. Нагрузочные и скоростные режимы во время проведения испытаний определяли по двигателю и агрегатам трансмиссии с применением существующих методов тензометрирования и осциллографирования.

В результате обработки экспериментальных данных получены средние частоты вращения коленчатого вала и параметры оборотности (табл. 1). Последние являются одним из основных факторов, определяющих нагрузочный режим работы двигателя.

Таблица 1

Грузоподъемность автомобиля	Автополигон	Москва	г. Скопин		г. Горький	г. Якутск (поселок Усть-Нера)
			В среднем по марш- руту	В том числе на грунтовой дороге		
Средняя частота вращения вала двигателя в об/мин						
Средняя	2900	2060	2380	1550	1990	—
Большая	2850	2306	1750	1810	—	2069
Особо большая	1540	1450	1462	1500	1528	1625
Параметр оборотности в об/км и коэффициент нагруженности двигателей <sup>1</sup>						
Средняя	2100	2510	3083	4660	2710	—
	1,0	1,19	1,47	2,22	1,29	—
Большая	2290	6025	3473	5210	—	4078
	1,0	2,63	1,52	2,27	—	1,78
Особо большая	1640	3140	3299	5100	3280	4127
	1,0	1,91	2,01	3,11	2,0	2,52
Нормативный коэффициент приведения	1,0	1,25	1,25	1,63	1,25	1,25

<sup>1</sup> В числителе — оборотность, в знаменателе коэффициент нагруженности двигателей.

<sup>1</sup> В числителе — оборотность, в знаменателе коэффициент нагруженности двигателей.

Анализ данных, приведенных в табл. 1, показывает, что у автомобилей средней и большой грузоподъемности с карбюраторными двигателями средняя частота вращения коленчатого вала двигателя имела наибольшее значение при движении по скоростной дороге автополигона. В реальных условиях эксплуатации средние частоты вращения коленчатого вала двигателя оказались в 1,2—1,5 раза ниже. Наибольшее снижение этого параметра (в 1,6—1,9 раза) отмечено при движении автомобиля по грунтовой дороге.

У автомобилей особо большой грузоподъемности с дизелями средние частоты вращения коленчатого вала при испытании на автополигоне и в реальных условиях эксплуатации находятся примерно на одном уровне.

Показателем, определяющим нагрузочный режим и условия работы отдельных деталей двигателя, является параметр оборотности. Этот параметр, предложенный академиком Е. А. Чудаковым [8], показывает, сколько оборотов сделает коленчатый вал двигателя на 1 км пути.

Параметр оборотности, характеризующий работу трения и износа стенок цилиндров, поршневых колец и стенок поршня, является показательным, так как конечный износ всех деталей также оценивается в зависимости от пробега автомобиля [6].

Из табл. 1 видно, что параметр оборотности двигателей автомобилей средней, большой и особо большой грузоподъемности

в реальных условиях эксплуатации значительно выше, чем при движении по скоростной дороге автополигона.

Наибольшего значения — 4600—5200 об/км — параметр оборотности достигает при движении автомобилей по грунтовой дороге (Скопинский ЭПАХ). На участках заезда Якутского ЭПАХа параметр оборотности находится на уровне 4100 об/км, а в условиях интенсивного городского движения (гг. Москва, Горький) — на уровне 2500—3000 об/км (на некоторых маршрутах достигает 6000 об/км).

Грузоподъемность автомобиля не влияет существенно на значения параметров оборотности (табл. 1), которые в основном зависят от конкретных дорожных условий (рельефа местности, ровности и состояния дорожного покрытия, интенсивности движения в городе, где основным режимом движения является разгон — торможение, причем в основном торможение двигателем, и др.), а характеризует взаимодействие дороги и автомобиля. В результате определения параметра оборотности представилось возможным получить коэффициенты нагруженности двигателя для различных условий эксплуатации (табл. 1).

За единицу нагруженности принят коэффициент, соответствующий наиболее легким условиям движения на скоростной дороге автополигона, которую можно условно отнести к первой категории условий эксплуатации.

Коэффициенты нагруженности, полученные экспериментальным путем при проведении испытаний в ЭПАХах, можно принять за коэффициенты приведения к первой категории условий эксплуатации.

Полученные результаты показывают, что коэффициенты, которыми пользуются при приведении межремонтных пробегов к первой категории условий эксплуатации в соответствии с работой [9], недостаточно точно характеризуют режимы работы двигателя.

Из изложенного выше следует, что для более объективной оценки надежности двигателей целесообразно использовать не единый показатель по автомобилю в целом, установленный в работе [9], а дифференцированный, применительно к конкретным условиям эксплуатации, которые определяют нагрузочный режим данного агрегата.

Были проведены эксплуатационные испытания представительных контрольных партий карбюраторных двигателей грузовых автомобилей общетранспортного назначения малой, средней и большой грузоподъемности, а также дизелей автомобилей особо большой грузоподъемности. Каждая контрольная партия состояла из 40 двигателей. Период испытаний двигателей — с начала эксплуатации до отправки их в капитальный ремонт, условия — в соответствии с изложенными в работе [9] по второй категории условий эксплуатации.

В табл. 2 приведены данные о фактических наработках карбюраторных двигателей и дизелей до капитального ремонта при первой категории условий эксплуатации базовой модели автомобиля.

Таблица 2

Грузоподъемность автомобиля	Автомобиль	90%-ная наработка $L_{90}$ в тыс. км	Средняя наработка $L_{cp}$ в тыс. км	Коэффициент вариации $V$
Карбюраторный двигатель				
Малая	Фургон	129,0	230,0	0,35
Средняя	С бортовой платформой	119,0	197,5	0,26
Большая	То же	146,5	356,0	0,41
Дизель				
Особо большая	Седельный тягач	146,8	250,9	0,28
То же	Самосвал	142,4	197,2	0,17

В соответствии с методикой обработки информации, принятой в ЭПАХах НАМИ [4], для каждой модели двигателей определены показатели их надежности, включающие показатели безотказности, долговечности и некоторые параметры ремонтопригодности.

На рис. 1, а, б приведена динамика изменения параметра потока отказов двигателей  $\omega$  ( $L$ ), а в табл. 3 даны некоторые показатели их надежности.

Одной из основных целей проведения испытаний двигателей в реальных условиях эксплуатации является определение по соответствующим методикам деталей, лимитирующих их надежность.

Обработка статистического материала позволила выявить и определить номенклатуру, количество и ресурсы этих деталей, что в конечном итоге позволило составить карты надежности двигателей [10]. В качестве примера на рис. 2 приведена кар-

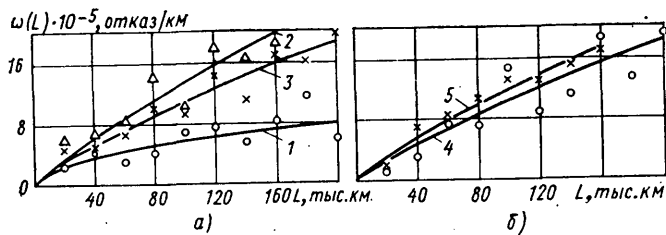


Рис. 1. Динамика изменения параметра потока отказов  $\omega(L)$  карбюраторных двигателей (а) и дизелей (б): 1, 2, 3 — соответственно автомобили малой, средней и большой грузоподъемности; 4 — седельный тягач; 5 — автомобиль-самосвал

та надежности одной из моделей дизелей, устанавливаемых на автомобилях-самосвалах (сплошные линии) и седельных тягачах (штриховые линии).

Таблица 3

Грузо- подъем- ность автомо- бия	Автомо- бель	Отношение отказов изделий к общему количеству отказов двигателей в %			Затраты на запасные части в руб.		Трудоемкость текущих ре- монтов в чел.-ч	
		механи- ческих	резинотех- нических	асбесто- вых	средние на один двигатель	на 1000 км пробега	средняя на один двигатель	удельная на 1000 км
Карбюраторный двигатель								
Малая	Фургон	44,6	31,4	24,0	26,45	0,14	—	—
Средняя	С бортовой платформой	40,5	34,2	25,3	148,5	1,05	45,3	0,32
Большая	То же	34,7	45,0	20,3	220,0	0,85	98,0	0,38
Дизель								
Особо большая	Седельный тягач	38,5	31,8	29,7	177,0	0,92	50,0	0,26
То же	Самосвал	42,3	31,2	26,5	210,4	1,57	34,7	0,63

Приведенные данные относятся к двигателям выпуска 1965—1970 гг. Наличие подобной информации позволило заводам-изготовителям оперативно проводить мероприятия по повышению надежности выпускаемой продукции, что дало возможность значительно повысить надежность двигателей, выпускаемых в последующие годы.

В настоящее время в автомобильной промышленности уже достигнуты и подтверждены реальными условиями эксплуатации достаточно высокие средние ресурсы деталей и узлов.

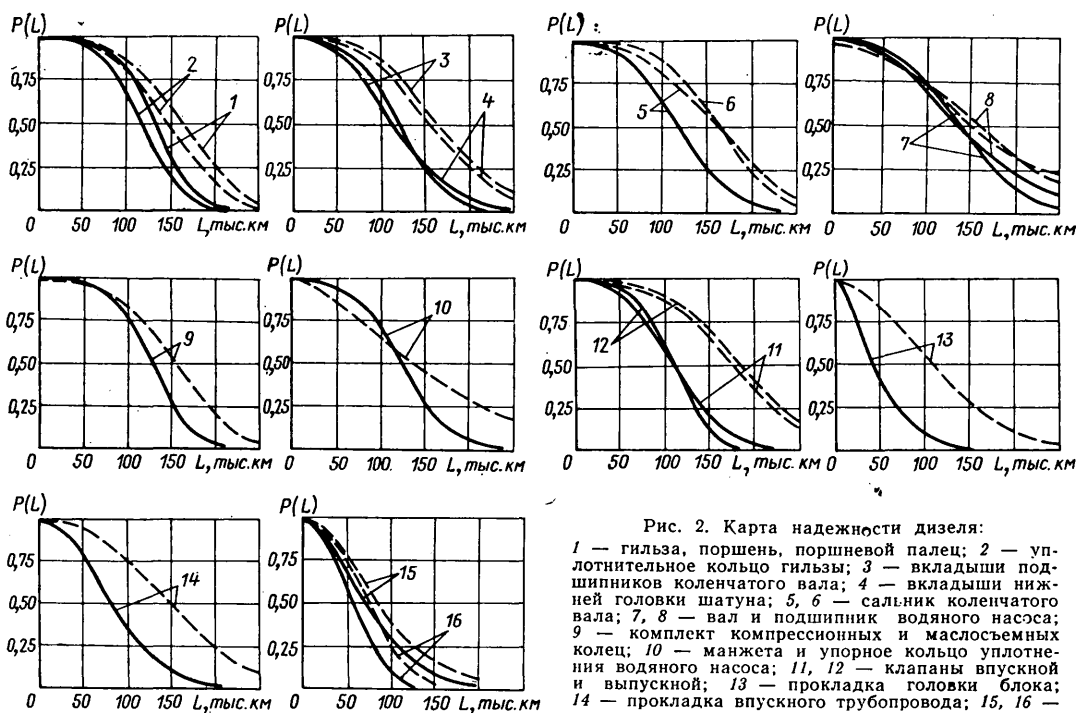


Рис. 2. Карта надежности дизеля:

1 — гильза, поршень, поршневой палец; 2 — уплотнительное кольцо гильзы; 3 — вкладыши подшипников коленчатого вала; 4 — вкладыши нижней головки шатуна; 5, 6 — сальник коленчатого вала; 7, 8 — вал и подшипник водяного насоса; 9 — комплект компрессионных и масляеъемных колец; 10 — манжета и упорное кольцо уплотнения водяного насоса; 11, 12 — клапаны впускной и выпускной; 13 — прокладка головки блока; 14 — прокладка впускного трубопровода; 15, 16 — ремень водяного насоса и генератора

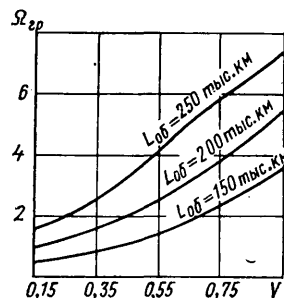


Рис. 3. Зависимость ведущей функции потока замен группы элементов от коэффициента вариации при различной наработке  $L_{об}$  двигателя

В связи с этим очередной задачей следует считать снижение разбросов ресурсов конструктивных элементов, что имеет особое значение при использовании прогрессивных групповых систем замен во время устранения отказов в эксплуатации.

Для оценки эффективности снижения рассеивания ресурсов конструктивных элементов проанализировано влияние коэффициентов вариации  $V$  распределений ресурсов элементов на показатели надежности двигателя при групповых системах замен. Анализ основан на том, что известна зависимость средних наработок  $L_{ср.гр}$  группы из  $n$  элементов совместной замены (независимых по надежности) от коэффициентов вариации распределений ресурсов элементов. Кроме того, средние ресурсы элементов  $L_{ср.э}$  и их распределения одинаковы при всех значениях коэффициента вариации  $V$ .

Рассмотрен также наиболее общий случай закона распределения Вейбулла, параметр формы которого однозначно определяет коэффициент вариации  $V=f(m)$ . В этом случае средняя наработка группы из  $n$  элементов совместной замены определяется по известному соотношению

$$L_{ср.гр} = n^{-1/m_э} L_{0э} \Gamma(1/m_э + 1). \quad (1)$$

На основании закономерностей теории надежности выведено соотношение для определения ведущей функции потока замен группы из  $n$  элементов при различных значениях их коэффициентов вариации, которое в случае общего нестационарного процесса восстановления имеет вид

$$\Omega_{гр}(L) = 1 - \exp \left\{ -n \left( \frac{L}{L_{0э}} \right)^{m_э} \right\} + \sum_{i=2}^M F \times \left\{ \frac{L - \frac{1-z^i}{1-z} L_{0э} n^{-1/m_э} \Gamma(1/m_э + 1)}{n^{-1/m_э} L_{0э} \sqrt{\frac{1-z^{2i}}{1+z^2} [\Gamma(2/m_э + 1) - \Gamma^2(1/m_э + 1)]}} \right\}. \quad (2)$$

где  $L_{0э}$  и  $m_э$  — параметры распределения Вейбулла для элементов;

$z$  — отношение среднего ресурса элемента до  $i+1$  замены к его ресурсу до  $i$  замены.

В соответствии с разработанным математическим аппаратом проведены расчеты на примере реальной группы совместной замены автомобильного двигателя, состоящей из двух элементов, а именно коренные и шатунные вкладыши одной из моделей дизелей. Указанные элементы имеют одинаковые распределения, а средние ресурсы их равны 150 тыс. км. Пределы изменения коэффициента вариации  $V$  приняты 0,95—0,15, что охватывает весь практически возможный диапазон.

На рис. 3 приведены некоторые результаты выполненных расчетов. Действительно при снижении коэффициента вариации  $V$  элементов от 0,95 до 0,15 значение ведущей функции  $\Omega_{гр}$  потока замен или среднее количество замен группы за наработку двигателя, например, равную 200 и 250 тыс. км, уменьшается соответственно в 5,5 и 4,6 раза. Такое снижение

в значительной мере влияет на количество ремонтов и на расход запасных частей, а также уменьшает простой автомобилей в текущем ремонте, что особенно важно при эксплуатации.

Как видно из результатов проведенного анализа, снижение рассеивания ресурсов элементов в плане совершенствования технологии их производства является одним из направлений повышения надежности двигателей.

Теоретические и экспериментальные исследования, проводимые в ЭПАХ НАМИ, базируются на сборе полной и достоверной информации о надежности двигателей в характерных условиях эксплуатации.

В связи с этим комплексное исследование надежности двигателей дает возможность институту совместно с моторными заводами отрасли систематически разрабатывать мероприятия, направленные на повышение надежности двигателей грузовых автомобилей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РТМ 37.001.005—74. Методические указания по сбору информации о надежности изделий автомобилестроения в экспериментально-производственных автохозяйствах (Минавтопром). М., 1974.

2. ОСТ 37.001.043—72. Надежность изделий автомобилестроения. Система сбора и обработки информации. Определение числа объектов наблюдений, проводимых в автотранспортных предприятиях (Минавтопром). М., 1972.

3. ОСТ 37.001.055—74. Автомобильный подвижной состав. Надежность. Термины (Минавтопром). М., 1974.

4. Индикт Е. А. Эксплуатационные испытания автомобилей на надежность. — Надежность и контроль качества, 1977, № 2.

5. Индикт Е. А., Черняйкин В. А. Эксплуатационная надежность грузовых автомобилей. М., НИИНавтопром, 1977.

6. Великанов Д. П. и др. Автомобильные транспортные средства. М., Транспорт, 1977.

7. Островцев А. Н. Основы проектирования автомобилей. М., Машиностроение, 1969.

8. Чудаков Е. А. Избранные труды. Т. I. Теория автомобиля. Изд-во АН СССР, 1961.

9. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта (Минавтопром РСФСР). М., Транспорт, 1972.

10. Шейнин А. М. — Эксплуатационная надежность автомобилей. Методическое пособие МАДИ, 1973.

УДК 629.113:621.43

# Уравновешивание пятицилиндровых однорядных двигателей

Канд. техн. наук Б. М. ПОКОРНЫЙ  
НАМИ

**П**РИ ВЫПУСКЕ семейства двигателей одинаковой размерности с различным числом цилиндров появляется необходимость в моделях, имеющих большую мощность, чем у четырехцилиндровой модели, и меньшую, чем у шестицилиндровой.

В связи с этим некоторыми фирмами налажено серийное производство пятицилиндровых автомобильных дизелей: Дайм — модели F5L 912 и F5L 413 (ФРГ), Даймлер-Бенц — модель Мерседес OM 617 (ФРГ), Гарднер — модель 5LW (Англия), Берлие — модель M520 (Франция).

Для достижения равномерного чередования рабочих ходов у пятицилиндрового четырехтактного двигателя шатунные шейки коленчатого вала последовательно работающих цилиндров должны располагаться под углом  $720/5=144^\circ$  по окружности. При этом возможны 24 варианта расположения шатунных шеек по длине коленчатого вала — количество перестановок четырех шатунных шеек относительно первой шатунной шейки составляет  $4!=4 \times 3 \times 2 \times 1=24$ . В опубликованной ранее работе<sup>1</sup> рассмотрены все 24 варианта расположения шатунных шеек в отношении уравновешенности сил инерции пятицилиндровых двигателей.

Установлено, что при всех вариантах силы инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся частей уравновешены, а моменты от этих сил — неуравновешены, причем степень неуравновешенности у различных вариантов неодинакова.

Кроме того, в работе приведены значения моментов сил инерции первого и второго порядков. У всех 24 вариантов расположения шатунных шеек наблюдается следующая закономерность изменения неуравновешенных моментов: при уменьшении величины моментов сил инерции первого порядка и центробежных сил увеличивается момент сил инерции второго порядка и наоборот.

Наибольшие вибрации двигателя вызывают моменты сил первого порядка и центробежных сил, так как их величины в  $1/\lambda$  раз больше момента второго порядка, а частота вдвое меньше. На рис. 1 приведены два варианта расположения шатунных шеек, у которых величина момента сил первого порядка наименьшая (а), а второго — наибольшая (б). Цифры означают порядковые номера шеек, начиная от переднего конца коленчатого вала. Эти варианты идентичны, так как каждый из них является зеркальным отображением другого.

При расположении шеек, показанном на рис. 1, максимальные величины неуравновешенных моментов имеют следующие значения:

1) сил инерции первого порядка  $M_1$  и центробежных сил  $M_d$

$$M_1 = \frac{0,45}{g} W_n \omega^2 l; \quad (1)$$

$$M_d = \frac{0,45}{g} W_{вр} \omega^2 l;$$

2) сил инерции второго порядка

$$M_2 = \frac{4,98}{g} W_n \omega^2 l \lambda,$$

где  $W_n$ ,  $W_{вр}$  — статические моменты соответственно поступательно-движущихся и вращающихся частей;  
 $g$  — ускорение свободного падения;  
 $\omega$  — угловая скорость;  
 $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  
 $l$  — расстояние между осями цилиндров.

При  $\lambda=1/3,8$  (наиболее часто встречающийся у современных двигателей) момент сил инерции второго порядка

$$M_2 = \frac{1,315}{g} W_n \omega^2 l.$$

У пятицилиндровых дизелей Берлие M520 и Мерседес OM 617 расположение шатунных шеек соответствует варианту, приведенному на рис. 1, а, а у дизеля Дайм F5L 912 — варианту на рис. 1, б.

Момент сил инерции возвратно-поступательно движущихся частей может быть лишь частично уравновешен на однорядном пятицилиндровом двигателе при помощи противовесов, установленных на коленчатом валу, путем перевода части момента в горизонтальную плоскость. Момент от вращающихся деталей полностью уравновешивается противовесами, установленными на коленчатом валу.

Рассмотрим способ определения величин статических моментов противовесов, необходимых для уравновешивания моментов центробежных сил инерции (частично от поступательно-движущихся частей) и мест расположения их на коленчатом валу.

Определим сумму моментов всех сил инерции вращающихся частей относительно центра переднего коренного подшипника коленчатого вала для двигателя с одинаковыми расстояниями между вертикальными осями цилиндров.

На рис. 2 показаны векторы моментов сил инерции вращающихся частей относительно центра переднего коренного подшипника. Расстояние между окружностями равно расстоянию  $l$  между осями цилиндров.

Принимаем  $W_{вр}$ ,  $\omega$ ,  $R$  и  $l$  равными единице. Определяем сумму проекций всех моментов на ось  $x$ — $x$ :

$$\Sigma X = 2 \cos 36^\circ + 1 \cos 36^\circ - 3 \cos 72^\circ - 4 \cos 72^\circ = 3 \cdot 0,80902 - 7 \cdot 0,30902 = 0,26392.$$

Сумма проекций на ось  $y$ — $y$

$$\Sigma Y = 2 \sin 36^\circ - 1 \sin 36^\circ + 3 \sin 72^\circ - 4 \sin 72^\circ = 0,58779 - 0,95106 = -0,36327.$$

Определяем сумму векторов неуравновешенного момента

$$M_d = \sqrt{0,36327^2 + 0,26392^2} = 0,44901 \approx 0,45$$

и направление суммарного вектора

<sup>1</sup> Покорный Б. М. Уравновешивание пятицилиндровых однорядных и десятицилиндровых V-образных двигателей. — В сб.: Автомобилестроение, № 3. М., НИИНавтопром, 1970.

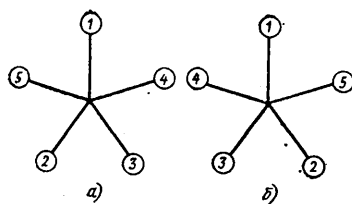


Рис. 1

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{0,26392}{0,36327} = 0,726511;$$

$$\arctg 0,726511 = 36^\circ.$$

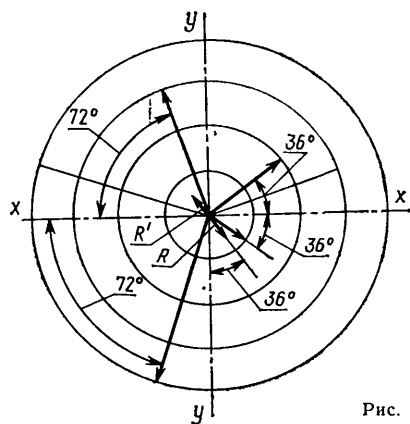


Рис. 2

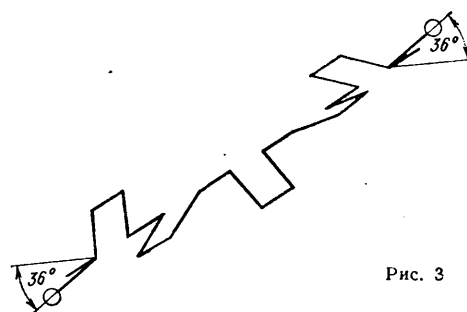


Рис. 3

Следовательно, суммарный вектор  $R$  неуравновешенных моментов центробежных сил расположен в четвертом квадранте под углом  $36^\circ$  к оси  $y-y$  (рис. 2). Для уравнивания последнего вектор  $R'$  уравнивающего момента, создаваемого противовесами, установленными на коленчатом валу, должен быть направлен в противоположную сторону (рис. 2).

Один из наиболее простых способов получения такого вектора — установка на крайних (концевых) щеках коленчатого вала противовесов под углом  $36^\circ$  к горизонтальной оси при положении поршня первого цилиндра в ВМТ (рис. 3). Величину статических моментов концевых противовесов определяем на основании равенства

$$\frac{0,45}{g} W_{\text{вп}} \omega^2 l = \frac{W_{\text{пр}}}{g} L \omega^2,$$

где  $L$  — расстояние между концевыми противовесами.

Отсюда требуемая величина статических моментов концевых противовесов

$$W_{\text{пр}} = \frac{0,45 W_{\text{вп}} l}{L}.$$

Описанный способ уравнивания, как было сказано выше, наиболее прост, поскольку для уравнивания достаточно лишь двух противовесов, статические моменты которых и, следовательно, размеры весьма малы. Однако этими противовесами не достигается частичная разгрузка коренных подшипников от действия газовых и инерционных сил, что является недостатком данного способа.

На трех рассмотренных выше моделях пятицилиндровых дизелей применяется другой способ уравнивания моментов центробежных сил, схематически показанный на рис. 4. Плоскость, в которой лежит колено первого цилиндра, условно назовем вертикальной, а перпендикулярную ей плоскость — горизонтальной.

Пара сил, создаваемая противовесами 1 и 2 (рис. 4, а), лежит в плоскости, расположенной под малым углом  $\alpha$  к вертикальной плоскости. Момент пары сил от противовесов 1 и 2 направлен против часовой стрелки, если смотреть с правой стороны вала. Следовательно, вектор момента сил противовесов 1 и 2 на рис. 4, б направлен влево. Момент сил противовесов 3 и 4 (рис. 4, а), если смотреть сверху, направлен по часовой стрелке, поэтому на рис. 4, а вектор момента направлен слева направо под углом  $\beta$  к вертикальной плоскости. При одинаковых статических моментах всех противовесов и одинаковых расстояниях между противовесами 1—2 и 3—4 абсолютные величины векторов моментов, создаваемые противовесами, равны между собой.

У дизеля Мерседес ОМ 617 угол  $\alpha = 7^\circ$ , а угол  $\beta = 25^\circ$ . При этих значениях углов (см. рис. 4, б) и при одинаковых длинах векторов  $B$  и  $C$  угол между суммарным вектором  $R$  и вертикальной плоскостью будет равен  $36^\circ$ , т. е. суммарный вектор от моментов, создаваемых противовесами, будет направлен в сторону, противоположную направлению вектора неуравновешенных моментов. Таким образом, при помощи двух пар противовесов, расположенных так, как показано на рис. 4, а, могут частично уравниваться моменты от сил инерции первого порядка и полностью от центробежных сил, если будут подобраны соответствующие величины и направления (углы  $\alpha$  и  $\beta$ ) векторов  $B$  и  $C$ .

При  $B = C$  и угле  $\gamma$  между сторонами ромба (рис. 4, б) получаем зависимость

$$B = C = R \sqrt{\frac{1}{2(1 + \cos \gamma)}}. \quad (2)$$

Величина уравнивающего вектора равна

$$R = 0,45 \frac{W_{\text{вп}}}{g} \omega^2 l. \quad (3)$$

Вместе с тем

$$B = C = \frac{W_{\text{ст}}}{g} L_1 \omega^2, \quad (4)$$

где  $W_{\text{ст}}$  — статический момент противовеса;

$L_1$  — расстояние между центрами противовесов (рис. 4, а).

Сравним равенства (2) — (4):

$$\frac{W_{\text{ст}}}{g} L_1 \omega^2 = 0,45 \frac{W_{\text{вп}}}{g} \omega^2 l \sqrt{\frac{1}{2(1 + \cos \gamma)}}.$$

Окончательно получим

$$W_{\text{ст}} = \frac{0,45 W_{\text{вп}} l}{L_1} \sqrt{\frac{1}{2(1 + \cos \gamma)}}.$$

При  $\gamma = 122^\circ$ , как и у дизеля Мерседес ОМ 617,

$$W_{\text{ст}} = 0,464 \frac{W_{\text{вп}} l}{L_1}.$$

При расположении противовесов по схеме, приведенной на рис. 4, имеются следующие преимущества по сравнению с расположением по схеме, приведенной на рис. 3. Достигается частичная разгрузка не только первой и шестой коренных шеек, но также третьей и четвертой. С изменением угла  $\gamma$  (рис. 4, б) меняются также величины статических моментов сил противовесов, необходимых для уравнивания моментов центробежных сил (при необходимости частично и моментов сил первого порядка).

Это дает возможность изменять величину разгружающего действия противовесов на коренные подшипники. При установке противовесов по схеме, приведенной на рис. 3, разгрузка концевых подшипников незначительна из-за малой величины статических моментов противовесов. Статические моменты противовесов, установленные по схеме, приведенной на рис. 4, приблизительно вдвое больше статических моментов противовесов, установленных по схеме, приведенной на рис. 3.

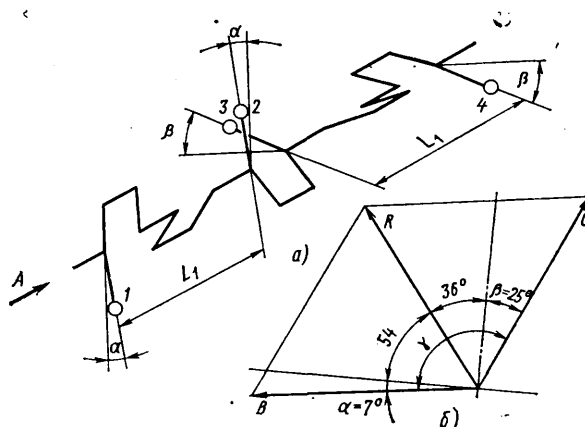


Рис. 4

Повышенная масса противовесов в некоторой степени облегчает доводочную балансировку коленчатого вала, так как в этом случае увеличивается количество снимаемого с противовесов лишнего металла.

При этом легче достигается заданная точность балансировки.

Недостатком уравнивания по схеме, приведенной на рис. 4, является некоторое увеличение металлоемкости по сравнению со схемой, приведенной на рис. 3.

УДК 629.113:621.43.001

## Система вентиляции картера двигателя автомобиля ГАЗ-24

Канд. техн. наук К. В. ГОРБУНОВ, А. А. КОРОБОВ  
Горьковский автозавод

**ПРИНЦИП** работы современной закрытой системы вентиляции картера основан на отсасывании картерных газов во впускной тракт двигателя и одновременном вводе газов в задрессельное пространство (за карбюратор) и в воздушный фильтр (перед карбюратором).

Не ухудшая основных технико-экономических показателей двигателя, система вентиляции должна обеспечивать: разрежение в картере двигателя на всех ездовых режимах автомобиля (желательно в пределах 5—150 мм мод. ст.); возможно меньшую конденсацию паров воды на поверхностях более холодных деталей двигателя, омываемых картерными газами, с тем чтобы избежать образования шлама; минимальный унос масла с картерными газами во впускной тракт двигателя; заданную интенсивность отсасывания картерных газов при минимальной величине продувки картерного пространства свежим воздухом (или исключить продувку), чтобы уменьшить унос масла из картера и одновременно снизить его окисление.

Были проведены работы по созданию и доводке закрытой системы вентиляции картера для двигателя автомобиля ГАЗ-24.

В процессе отработки конструкции системы вентиляции были исследованы различные варианты, из которых для доводки были отобраны два, схемы которых приведены на рис. 1.

Вариант А включает две ветви 5 и 7 для отсасывания картерных газов во впускной тракт двигателя по комбинированному способу. При работе двигателя на режиме холостого хода и на частичных нагрузках, когда величина разрежений во впускной трубе значительна, картерные газы отсасываются по ветви 5 в задрессельное пространство (за карбюратор) через фильтрующий элемент маслоотделителя 6, встроенного в клапанную крышку, а свежий воздух поступает по ветви 7 в картер двигателя, обеспечивая его продувку. При работе двигателя на полных и близких к ним нагрузках картерные газы отсасываются в основном по ветви 7 в воздушный фильтр через маслоотражатель в крышке толкателей и фильтрующий элемент маслоотделителя 6. В корпусе маслоотделителя 6 установлен сетчатый фильтрующий элемент. Масло из корпуса маслоотделителя сливается в картер по магистрали 8 через специальный штуцер под уровень масла.

Вариант Б закрытой системы вентиляции, принятый для серийного производства на автомобиле ГАЗ-24, имеет также две ветви, по которым газы отсасываются за карбюратор и в воздушный фильтр. При работе двигателя на режиме холосто-

го хода и частичных нагрузках картерные газы из полости клапанной крышки проходят через лабиринтный маслоотделитель 6 с сетчатыми элементами, смешиваются с чистым воздухом, поступающим по ветви 7 из воздушного фильтра, а затем вместе с воздухом они отсасываются по ветви 5 за карбюратор.

Подкарбюраторное пространство впускной трубы соединено с ветвью 5 через калиброванную щель малой высоты, которая выполнена в виде кругового сегмента и расположена в зоне потока бензовоздушной смеси, поступающей из системы холостого хода карбюратора (рис. 2).

Выходящий с большой скоростью поток горячих картерных газов, содержащих 18—20% кислорода и воздуха встречает на своем пути бензовоздушный поток и смешивается с ним. Одновременно в щели образуются местные вихри, в которые затягиваются и капельки бензина, смывающие отложения с поверхностей щели и канала. Благодаря этому происходит их самоочистка и обеспечивается длительная работоспособность системы в эксплуатации.

При работе двигателя с нагрузками, близкими к полным, когда во впускной трубе разрежения незначительны, картерные газы отсасываются по общим ветвям 5 и 7 за карбюратор и в воздушный фильтр. Однако независимо от режима работы картерная полость двигателя не продувается свежим воздухом.

Результаты испытаний систем вентиляции картера в стендовых и дорожных условиях показали, что оба варианта практически не влияют на мощностные и экономические показатели двигателя. Характеристики испытанных систем (рис. 3), т. е. изменение разрежений в картере при работе двигателя на холостом ходу (штриховые линии) и с полной нагрузкой (сплошные линии), свидетельствуют о том, что системы, разработанные на Горьковском автозаводе, имеют практически одинаковые показатели по разрежению с подобной системой двигателя автомобиля Волво-164.

При использовании системы вентиляции варианта Б максимальное разрежение в картере при полной нагрузке оказалось выше, чем при варианте А, но на холостом ходу при системе вентиляции варианта Б разрежение в картере поддерживалось при частоте вращения коленчатого вала 600—1700 об/мин.

Для улучшения характеристики холостого хода в ветвь 7 был установлен дроссель в виде конусного насадка, который создавал некоторое дополнительное сопротивление на пути движения воздуха из воздушного фильтра по ветви 7. Применение такого дросселирующего насадка позволяет создавать разрежение в картере на холостом ходу в диапазоне 600—3800 об/мин, что полностью удовлетворяет требованиям, предъявляемым к закрытой системе вентиляции картера.

На рис. 4 приведены данные по интенсивности прорыва картерных газов в новом и изношенном двигателях (кривые 1) и производительности ветвей системы вентиляции, принятой для двигателя автомобиля ГАЗ-24, в зависимости от изменения нагрузки при 2000 об/мин.

Кривые графика наглядно показывают, что по ветви 7 в ветвь 5 поступает воздух из воздушного фильтра до нагрузки, когда разрежение во впускной трубе превышает 76 мм рт. ст. в новом двигателе и 120 мм рт. ст. в изношен-

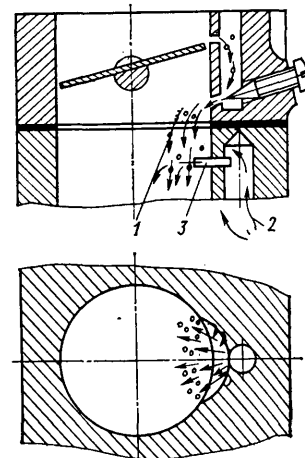


Рис. 2. Схема истечения бензовоздушной смеси и картерных газов при работе закрытой системы вентиляции картера: 1 — поток бензовоздушной смеси; 2 — поток картерных газов с воздухом; 3 — калиброванная щель

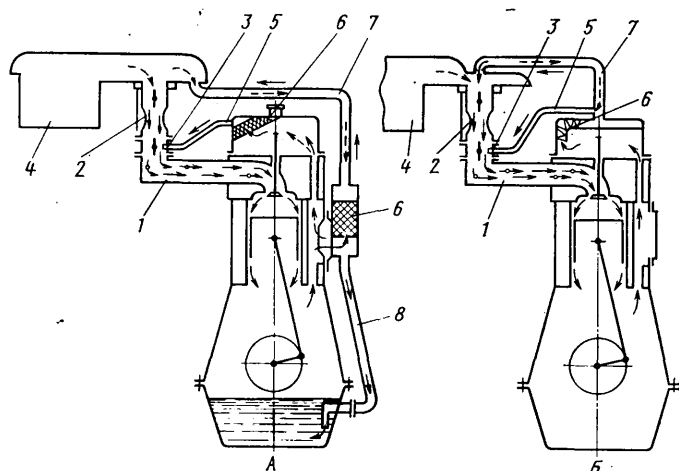


Рис. 1. Схемы вариантов А и Б закрытой системы вентиляции картера: 1 — впускная труба; 2 — карбюратор; 3 — калиброванное отверстие (щель); 4 — воздушный фильтр; 5 — ветвь за карбюратор; 6 — маслоотделитель; 7 — ветвь в воздушный фильтр; 8 — сливная магистраль



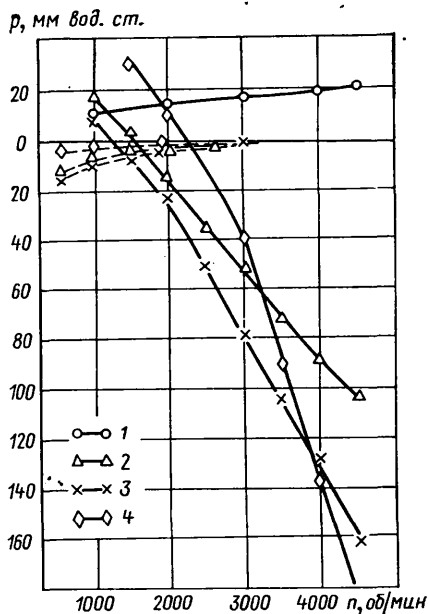


Рис. 3. Изменение разрежения в картере в зависимости от частоты вращения вала двигателя:  
1 — открытая система вентиляции; 2 — закрытая система по варианту А; 3 — закрытая система по варианту В; 4 — закрытая система вентиляции двигателя автомобиля Volvo-164

ном двигателе, а затем с увеличением нагрузки по ветви 7 картерные газы отсасываются в воздушный фильтр.

Опытами установлено, что производительности ветвей обоих вариантов систем вентиляции отличаются друг от друга незначительно. Следовательно, определенное по графику количество воздуха, поступающего из воздушного фильтра в ветвь за карбюратор в системе вентиляции варианта В, будет соответствовать величине продувки картера чистым воздухом в системе варианта А.

Для примера рассмотрим работу системы вентиляции при нагрузке двигателя, когда разрежение во впускном трубопроводе равно 400 мм рт. ст. На этом режиме работы двигателя прорыв картерных газов равен 20—28 л/мин, а производительность ветви 5 составляет 85 л/мин, следовательно, из воздушного фильтра поступает в систему чистого воздуха соответственно 57—65 л/мин. При использовании варианта А это количество воздуха поступает в пространство картера двигателя, где перемешивается с маслом в разбрызганном состоянии и в смеси с картерными газами отсасывается с высокими скоростями через маслоотделитель по ветви 5. В системе варианта В вентиляции чистый воздух в равном объеме 57—65 л/мин смешивается только с очищенными от масла картерными газами, не проходя через картерное пространство, отсасывается по ветви 5.

В системе вентиляции варианта А через маслоотделитель проходит смесь картерных газов и воздуха в объеме 85 л/мин, а в системе варианта В через маслоотделитель проходят только картерные газы в объеме 20—28 л/мин, которые способны унести с собой значительно меньшее количество масла, и продувки картера не происходит.

Возможности принятого для производства варианта закрытой системы вентиляции картера более полно прослеживаются по ее универсальной характеристике (рис. 5), позволяю-

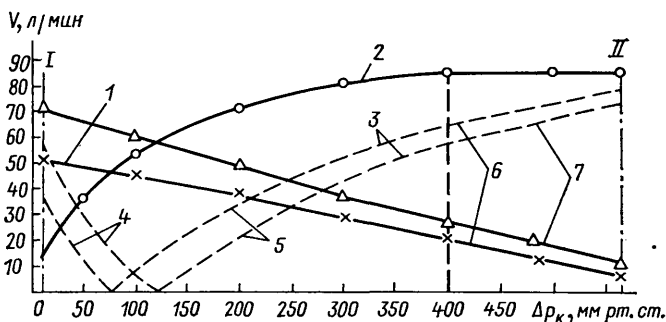


Рис. 4. Производительность закрытой системы вентиляции картера двигателя ГАЗ-24 и прорыв газов в картер в зависимости от разрежения во впускном трубопроводе при 2000 об/мин:

1 — прорыв газов; 2 — производительность ветви, ведущей за карбюратор; 3 — производительность ветви, ведущей в воздушный фильтр; 4 — отсасывание газов в воздушный фильтр; 5 — отсасывание воздуха из воздушного фильтра; 6 — новый двигатель; 7 — изношенный двигатель; I — полная нагрузка; II — холостой ход

щей оценивать изменение разрежений в картерной полости двигателя в зависимости от давления  $P_k$  во впускном трубопроводе и частоты вращения коленчатого вала или от скорости движения автомобиля на прямой передаче.

Характеристика показывает, что на режимах малой частоты вращения и полных нагрузках (область I) в картере наблюдается избыточное давление 5—10 мм вод. ст. Однако такие режимы не типичны для эксплуатационных условий. Область II относится к случаю, когда по ветви 7 в воздушный фильтр отсасываются картерные газы. С точки зрения загрязнения картера очень важно, чтобы область II не накладывалась на область III работы системы вентиляции при движении автомобиля на прямой передаче и на область IV, соответствующую работе системы в режиме движения автомобиля по ездовому циклу при испытаниях на токсичность. Область IV не накладывается на область I избыточных давлений в картере, что предупреждает выброс картерных газов в атмосферу на режимах, регламентируемых ОСТ 37.001.054—74.

Поскольку контрольные режимы V проверки работы закрытой системы вентиляции картера по Правилам № 15 ЕЭК ООН охватывают область IV, можно утверждать, что система вентиляции картера двигателя автомобиля ГАЗ-24 удовлетворяет требованиям этих правил.

Результаты испытаний закрытой системы вентиляции картера на расход масла в стендовых и дорожных условиях приведены в табл. 1. Анализ данных таблицы показывает, что закрытая система вентиляции картера, выполненная по варианту В, обеспечивает практически такой же расход масла, как и открытая система вентиляции картера. Система вентиляции, выполненная по варианту А, в условиях эксплуатации увеличивает общий расход масла на 30—65 %.

По окончании доводочных работ производственного варианта закрытой системы вентиляции картера были проведены его эксплуатационные испытания на нескольких автомобилях ГАЗ-24. Перед началом эксплуатационных испытаний автомобилей и в конце испытаний после пробега каждым автомобилем 100 тыс. км была проведена оценка токсичности отработавших газов двигателей автомобилей по методике Правил № 15 ЕЭК ООН и по ОСТ 37.001.054—74. Результаты приведены в табл. 2.

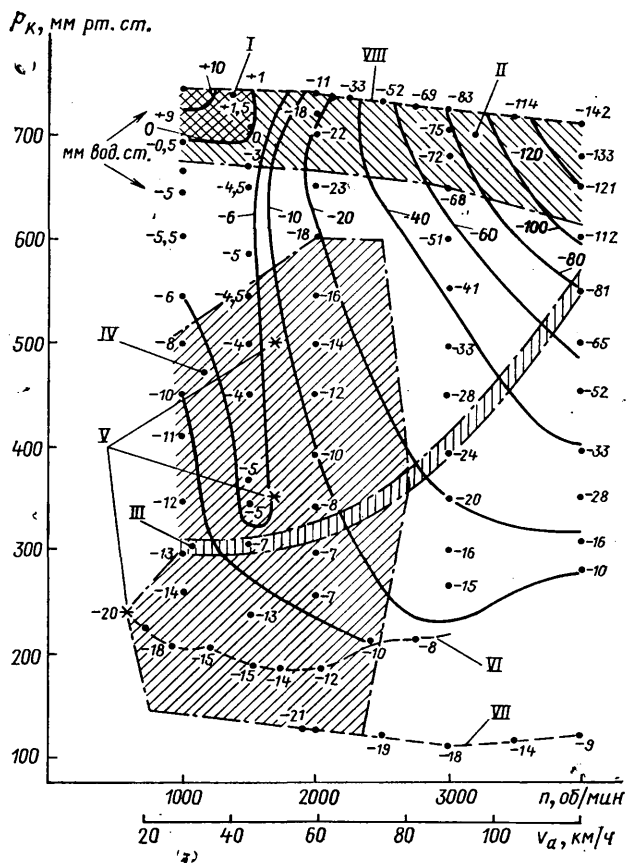


Рис. 5. Изменение разрежения в картере двигателя в зависимости от давления во впускном трубопроводе и частоты вращения вала двигателя:

I — область избыточного давления в картере; II — область работы обеих ветвей на отсос газов; III — область разрежения при езде на прямой передаче; IV — область разрежения при выполнении ездового цикла; V — контрольные точки по Правилам № 15; VI — холостой ход; VII — принудительный холостой ход; VIII — полная нагрузка



Таблица 1

Тип вентиляции	Средний расход масла при испытаниях	
	на стенде в г/ч	на автомобиле в г/100 км
Открытая . . . . .	238	88
Закрытая: вариант А . . . . .	301	133
вариант Б . . . . .	235	92

мой вентиляции картера, а также полностью устранить выброс в атмосферу картерных газов, насыщенных несгоревшими углеводородами.

В настоящее время все двигатели автомобилей ГАЗ-24 оборудуются закрытой системой вентиляции картера по варианту Б.

Таким образом, закрытая система вентиляции картера двигателя автомобиля ГАЗ-24 отвечает требованиям, предъявляемым к этим системам, снижает общую токсичность автомобиля по выбросу в атмосферу окиси углерода на 20—50% и углеводородов в 2—2,5 раза по сравнению с открытой системой вентиляции картера. В закрытой системе вентиляции картера с отводом картерных газов во впускную систему до и после картера с целью уменьшения засмоления последнего производительность ветвей должна подбираться таким образом, чтобы на основных ездовых режимах картерные газы удалялись за

Установлено, что принятый вариант системы вентиляции картера двигателя автомобиля ГАЗ-24 позволяет уменьшить концентрацию окиси углерода СО в отработавших газах на 20—50% и несколько снизить содержание углеводородов и окислов азота по сравнению с использованной ранее на двигателе открытой системой

Таблица 2

Тип вентиляции	Состав газов при пуске горячего двигателя в г/исп.			Состав газов при пуске холодного двигателя в г/исп.**		
	СО	СН	NO <sub>x</sub>	СО	СН	NO <sub>x</sub>
В начале испытаний						
Открытая . . . . .	149,0	8,7*	18,9	115,0	8,9*	17,2
Закрытая . . . . .	79,0	8,0	18,3	93,0	8,6	16,8
Открытая . . . . .	147,0	9,2*	18,4	135,0	9,4*	20,3
Закрытая . . . . .	52,0	9,2	18,0	74,0	8,7	20,2
В конце испытаний						
Открытая . . . . .	105,0	11,3*	19,8	—	—	—
Закрытая . . . . .	99,0	11,0	19,5	65,0	11,0	20,3
Открытая . . . . .	151,0	9,6*	14,7	138,0	9,8*	15,0
Закрытая . . . . .	100,0	10,4	12,3	101,0	9,6	15,3
Открытая . . . . .	—	—	—	120,0	8,6*	16,8
Закрытая . . . . .	—	—	—	78,0	7,7	15,8

\* Без учета содержания СН в картерных газах.

\*\* Норма по Правилам № 15 ЕЭК ООН: 203 г/исп. СО, 14 г/исп. NO<sub>x</sub>, норма по ОСТ 37.001.054—74 до 31 декабря 1979 г.: 102 г/исп. СО, 10,5 г/исп. СН, 14 г/исп. NO<sub>x</sub>.

карбюратор. Продувка картера свежим воздухом на двигателе с закрытой системой вентиляции вызывает значительное увеличение расхода масла, поэтому она должна быть сведена к минимуму или отсутствовать.

УДК 629.113.004

## О состоянии и перспективах развития работ в области автомобильных шин и колес

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук И. В. БАЛАБИН

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

качения со скоростью 50 км/ч, лучшими были шины модели В, прошедшие 122,5% пути свободного качения эталонной шины, затем шины модели Г (121%), Д (118%), Б (102%).

Приведенный пример хорошо иллюстрирует существенное влияние шин на топливную характеристику автомобиля, которое оказывается сложным, учитывающим многие факторы, поддающиеся анализу и учету только при проведении специальных лабораторно-дорожных испытаний.

Только тесное, постоянное сотрудничество специалистов автомобильной и шинной промышленности, взаимная осведомленность в возможностях и проблемах может обеспечивать оптимальное соответствие конструктивных параметров шин и автомобиля.

Следовательно, основные принципы проектирования, установившиеся в шинной промышленности, главным и определяющим положением которых является обеспечение максимальной ходимости шин, должны быть тесно связаны с основными принципами проектирования автомобилей, ставящими задачу создания автомобиля с высокими эксплуатационными характеристиками, включая топливную экономичность, устойчивость и управляемость, скоростные и тормозные качества.

Для достижения указанной цели проектировщики шин стремятся обеспечить наибольшую толщину протектора, который изготавливается из резин повышенной твердости, успешно противостоящих истиранию, но не всегда обладающих хорошими сцепными качествами. Повышенная толщина протектора, являясь эффективной мерой по увеличению срока службы шин, приводит, однако, к увеличенному сопротивлению качения, а следовательно, к повышенному расходу топлива и ухудшению некоторых других эксплуатационных качеств автомобиля.

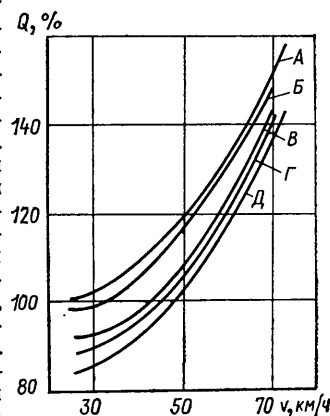


Рис. 1. Характеристика топливной экономичности автомобиля МАЗ-500 с шинами различных моделей (за 100% принят расход топлива при движении со скоростью 25 км/ч на эталонных шинах):

А, Б, В, Г, Д — модели шин

**В** СИЛУ специфики применяемых материалов и технологии изготовления шин проектирование и производство их осуществляют предприятия не автомобильной промышленностью, что в известной степени затрудняет взаимодействие специалистов, занятых разработкой шин и автомобилей.

Автомобильная промышленность получает шины в виде уже готового отработанного изделия, которое не всегда обеспечивает высокие эксплуатационные характеристики автомобиля несмотря на то, что создание той или иной новой модели шин осуществляется по техническим заданиям, разработанным автомобильной промышленностью. Ввиду органической связи с трансмиссией, ходовой системой и органами управления автомобиля шины должны и могут обеспечивать последнему высокие эксплуатационные качества при условии, что характеристики шин оптимально сочетаются с конструктивными параметрами автомобиля.

Например, топливная экономичность автомобиля, с одной стороны, зависит от сопротивления качению шин, а с другой — от ее геометрических, жесткостных и сцепных характеристик.

Многочисленными экспериментами установлены случаи, когда лучшие по сопротивлению качению модели шин не обеспечивали минимального расхода топлива автомобилем, поскольку не создавали условий работы двигателя на оптимальных, экономичных режимах.

На рис. 1 приведены кривые расхода топлива автомобилем МАЗ-500 при движении на километровом участке с различной постоянной скоростью последовательно на нескольких моделях радиальных шин в процентном отношении к расходу топлива автомобилем на эталонных шинах. В качестве последних была выбрана шина диагональной конструкции (модель А) с универсальным рисунком протектора. Шины моделей Б и В имели одинаковый универсальный рисунок протектора и отличались только рецептурным составом, модели Д имели универсально-дорожный рисунок протектора, а модели Г — дорожный<sup>1</sup>.

Анализ кривых показал, что разница в топливной экономичности автомобиля МАЗ-500 в зависимости от установленной модели шины в диапазоне скоростей движения 30—70 км/ч составляла соответственно от 9,8 до 16,6%. Лучшими были шины модели Д, а затем шины Г, В, Б и А. По параметру сопротивления качению, который определялся по пути свободного

<sup>1</sup> Балабин И. В., Логунов А. А., Ракляр А. М. Шины и работа автомобиля, М., 1973.

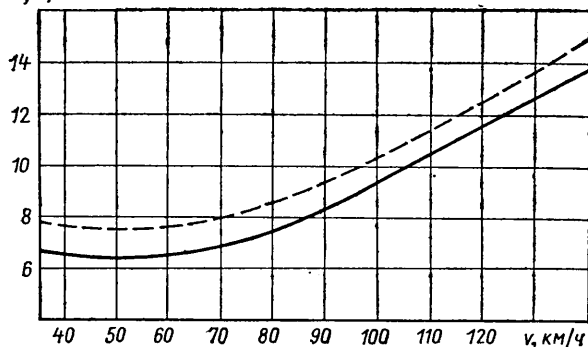
$Q, \text{ л/100 км}$ 

Рис. 2. Топливная характеристика автомобиля ВАЗ-2103 с шинами различных моделей

По показателям сопротивления качению шинной промышленности до сих пор не утверждены нормы снижения на ближайшую перспективу. Примерно так же обстоит дело со сцепными характеристиками шин, имеющими первостепенное значение для автомобиля с точки зрения обеспечения безопасности его эксплуатации.

Последние годы ознаменовались бурным развитием конструкций и технологии производства шин, разработкой и внедрением новых прогрессивных резинокордных материалов, обладающих повышенной прочностью, малыми гистерезисными потерями. Такой прогресс объясняется прежде всего необходимостью удовлетворять требования, обусловленные развитием конструкции автомобилей в направлении улучшения тягово-скоростных характеристик, активной безопасности, комфортабельности и топливной экономичности. Вместе с тем поиск путей и наращивание темпов развития конструкций шин в настоящее время являются следствием тех больших возможностей, которые заключают в себе шины с точки зрения воздействия на выходные характеристики автомобиля. Об этом известно всем специалистам, связанным с проектированием автомобилей.

На основании изложенного выше можно обосновать правомерность постановки вопроса о необходимости дальнейшего усиления работ автомобильной промышленности по шинной тематике с тем, чтобы обеспечить более полное и эффективное участие своих специалистов на всех стадиях создания конструкций шин, начиная от выбора основных параметров и кончая проведением различных видов испытаний.

Это позволит активно воздействовать на процесс создания конструкции шины, подчинив его главному требованию — обеспечению оптимальных тягово-скоростных и экономических характеристик, показателей активной безопасности, комфорта и других эксплуатационных качеств автомобиля, не упуская из поля зрения износостойкости и долговечности шин, что, однако, не должно быть определяющим, а выбираться на основе разумного компромисса.

В 1976 г. на автополигоне были проведены сравнительные лабораторно-дорожные испытания 13 различных моделей шин практически всех ведущих европейских фирм. Испытания проводились по широкой программе и включали определение влияния шин на топливную экономичность, скоростные и тормозные качества, устойчивость и управляемость.

Как показали испытания, топливная экономичность легкового автомобиля также существенно зависит от типа установленных шин. На рис. 2 приведены кривые топливной экономичности автомобиля ВАЗ-2103 с шинами Мишлен ZX и Данлоп SP-94. Для остальных шин кривые топливной экономичности автомобиля заняли промежуточное положение. Разница в топливной экономичности автомобиля с шинами Мишлен ZX (сплошная линия) и Данлоп SP-94 (штриховая линия) составила до 1 л на каждые 100 км пути во всем диапазоне установленных скоростей движения автомобиля.

Лучшими из зарубежных моделей являются радиальные шины Мишлен ZX, имеющие металлокордный брекерный пояс. Кроме того, они занимают первое место по устойчивости и управляемости автомобиля. Шины фирмы Данлоп по комплексной оценке заняли последнее место.

Полученные результаты дали возможность определить передовой зарубежный уровень шинной техники, что позволило обоснованно сформулировать требования автомобильной промышленности к шинной в части интенсификации разработки металлобрекерных шин.

Проведение этих испытаний позволило также установить, что и рекомендованные ранее шинной промышленностью для проведения сравнительных испытаний некоторые модели им-

портных шин не полностью отражают передовой уровень и поэтому не должны приниматься в качестве эталона.

Этот пример убедительно доказывает исключительную важность постоянного и систематического изучения передового зарубежного уровня шинного производства специалистами автомобильной промышленности.

Немаловажным фактором в деле стабильного поддержания качества автомобильной продукции является качество серийно выпускаемых шин, диапазон разброса характеристик которых в производстве является значительным.

В подтверждение высказанных соображений можно привести результаты сравнительных испытаний двух комплектов шин одной и той же модели И-252Б производства двух различных шинных заводов. Испытания проводились на автомобилях трех различных модификаций и включали в себя определение пути свободного качения с начальной скорости 50 км/ч и топливной экономичности автомобилей.

Анализ данных показал, насколько велик разброс характеристик шин одной и той же модели, изготовленных разными заводами. В частности, по выбегу разница шин составила около 10%, по расходу топлива около 8% при скорости автомобиля 30 км/ч и около 9% при 60 км/ч.

Как известно, важным мероприятием в деле стабильного обеспечения качества серийной продукции автомобильной промышленности являются ежегодно проводимые краткие и длительные контрольные испытания. Благодаря этим испытаниям можно определить уровень качества шин, проследить тенденцию изменения эксплуатационных характеристик по годам, включая их надежность и износостойкость. Такую проверку качества серийных шин можно использовать только при условии обеспечения единой методологии и строгом соблюдении принципа сохранения раз установленного и неизменного порядка чередования испытательных участков, режимов испытаний, а также начала и конца их проведения, так как в противном случае нельзя получить сопоставимые результаты.

О том, какое большое значение для сопоставимости данных по износу шин имеет строгое выдерживание сроков начала и конца испытаний, а также о неизменности испытательных участков можно судить по примеру шин 165-13Г, которые были установлены на автомобилях ВАЗ-2103 и ВАЗ-2106, проходивших испытания на автополигоне НАМИ в 1976 и 1977 гг. Автомобили испытывались с одинаковыми нагрузкой и режимами, средний удельный износ шин для автомобиля ВАЗ-2103, проходившего испытания в период с ноября по декабрь 1976 г., составил 0,100 мм/1000 км, а в период с сентября по ноябрь — 0,243 мм/1000 км (почти в 2,5 раза выше). Для двух автомобилей ВАЗ-2106, испытывавшихся с января по март 1976 г. на дорогах I, II и III категорий, средний удельный износ шин составил 0,247 мм/1000 км и 0,230 мм/1000 км. При испытаниях с сентября по ноябрь 1977 г. двух автомобилей ВАЗ-2106 также на дорогах I, II и III категорий износ шин составил 0,210 мм/1000 км и 0,151 мм/1000 км. Следовательно, он был существенно меньше, чем в 1976 г., хотя должно было произойти обратное, так как испытания в 1977 г. проходили осенью, а в 1976 г. — зимой. Причина такой разницы в износах заключается в том, что при испытаниях в 1977 г. часть пробега по скоростной дороге и в городских условиях была заменена пробегом по дорогам автополигона, имитирующим горные условия.

Работы по шинам тесно связаны с проблемами колесного производства. Существуют значительные резервы по снижению веса и экономии дефицитного черного проката для колес грузовых автомобилей. Большое народнохозяйственное значение имеет проблема замены устаревшей металлоемкой конструкции крепежа дисковых колес. Для легковых автомобилей широкой популярностью за рубежом пользуются колеса из легких сплавов ввиду существенного снижения веса и ряда других преимуществ.

Таким образом, можно наметить следующие мероприятия, осуществление которых позволило бы поднять работы в области шин и колес на более действенный уровень, что способствовало бы повышению качества отечественных автомобилей, экономичности, безопасности, комфортабельности и конкурентоспособности на внешнем рынке.

1. Провести совместное межотраслевое совещание или семинар по проблемам шин и колес с участием специалистов автомобильной, шинной и металлургической промышленности, на котором обсудить вопросы мировых достижений и отечественной практики разработки шин и колес, а также наметить комплекс мероприятий по усилению работ в этой области, имея в виду прежде всего выработку конкретных путей более тесного сотрудничества специалистов автомобильной, шинной и металлургической промышленности, подчинение процесса проектирования шин и колес главной, генеральной задаче — обеспечению оптимальных эксплуатационных характеристик отечествен-

ных автомобилей, повышению их экономичности, безопасности, экспортности.

2. Развивать и в дальнейшем шинную и колесную лабораторно-исследовательскую базу в отрасли, укомплектованную необходимыми кадрами, стендовым и приборным оборудованием, а также необходимой автомобильной техникой.

3. Систематически изучать передовой зарубежный опыт путем проведения регулярных, не реже одного раза в 2—3 года, стендовых и лабораторно-дорожных испытаний трех-четырех лучших зарубежных моделей каждого из двух-трех типораз-

меров шин легковых и грузовых автомобилей (такие испытания относительно непродолжительны и требуют не более одного автомобиля на всю гамму какого-либо размера шин и проводятся в течение одного месяца).

4. Ежегодно либо проводить специальные контрольные испытания серийно выпускаемых шин, либо предусматривать их в рамках длительных контрольных испытаний автомобилей с регистрацией данных по дефектности и износостойкости.

5. Усилить работы в отрасли по колесной проблематике, включая исследования и испытания колес из легких сплавов и перспективных материалов.

УДК 629.113.004

## К вопросу выбора мощностных параметров автомобилей и автопоездов

Д-р техн. наук М. И. ЛУРЬЕ,

канд. техн. наук В. М. ГОДОВАННЫЙ, Е. П. БУКСИН

НИИАТ

ОДНИМ из важнейших конструктивных параметров подвижного состава является его удельная мощность. В некоторых районах страны автомобили — основной вид транспорта, и потому представляется важным дифференцированный подход к выбору их мощностных параметров. Единый метод определения мощностных параметров перспективных грузовых автомобилей и автопоездов и создание в конечном итоге парка, отвечающего единым требованиям, позволят в определенной степени сгладить различие в скоростных возможностях транспортных средств и, следовательно, увеличить среднюю скорость транспортного потока, повысить безопасность движения и пропускную способность автомобильных дорог.

Важность рассматриваемого вопроса обусловила системный подход к его решению, выявление внутренних и внешних связей и учет их влияния на окончательные выводы. В этой связи в результате проведенных в НИИАТе исследований была разработана структурная модель определения мощностных параметров автомобиля (рис. 1). В соответствии с этой моделью, задавшись полной массой проектируемого автомобиля или автопоезда и зная условия, в которых он будет эксплуатироваться (характер местности и дорожного покрытия), по графику определения наивыгоднейшей удельной мощности найдем удельную мощность автомобиля или автопоезда, а затем и максимальную мощность двигателя, который следует на него устанавливать.

Разработка таких графиков, позволяющих определить экономически целесообразные мощностные параметры грузовых автомобилей и автопоездов, предназначенных для работы в различных дорожных условиях, являлась главной задачей работы.

При исследовании общих эксплуатационных, технических и экономических показателей грузовых автомобилей и автопоездов основными и определяющими оценочными параметрами являются средние скорости, соответствующие им расходы топлива, производительность автомобиля или автопоезда и приведенные затраты на осуществление перевозок.

Увеличение удельной мощности  $N_{уд}$  при прочих равных условиях приводит к возрастанию средней скорости и, следовательно, производительности  $W$  транспортного средства (рис. 2). Вместе с тем увеличивается расход топлива, а также стоимость подвижного состава в связи с удорожанием двигателя. Таким образом, при определении приведенных затрат  $Z_n$  на перевозку грузов отмечаются два противоположно действующих фактора. Это приводит к тому, что с увеличением удельной мощности транспортного средства приведенные затраты сначала снижаются, а затем возрастают.

Задача повышения эффективности автомобильного транспорта определяет критерий выбора мощностных параметров автомобилей, которым должен быть минимальный уровень приведенных затрат. Однако такой метод затрудняет возможность унификации двигателей для различных автомобилей. Между тем зависимость приведенных затрат в зоне их минимума от удельной мощности имеет пологий характер, поэтому можно выделить достаточно широкий интервал наивыгоднейших удельных мощностей. Например, приведенные затраты при удельных мощностях, соответствующих точкам  $A$  и  $C$  (рис. 2, а), практически одинаковы, тогда как производительность в точке  $C$  (рис. 2, б) значительно выше. Такое положение определило второй критерий выбора мощностных параметров — производительность. В связи с этим зона наивыгоднейшей удельной мощности будет находиться справа от точки  $B$ ,

и правая граница этой зоны определится рациональным соотношением увеличения приведенных затрат, с одной стороны, и производительности — с другой. По экспертной оценке НИИАТ, правая граница зоны наивыгоднейших удельных мощностей должна находиться на линии, соответствующей соотношению 10:1 роста производительности (в % к производительности в точке  $B$ ) и роста приведенных затрат (в % к приведенным затратам в точке  $B$ ). По мере переноса границы вправо от точки  $B$  это соотношение уменьшается.

Таким образом, при определении диапазона наивыгоднейших удельных мощностей необходимо анализировать изменение как приведенных затрат, так и производительности автомобиля (автопоезда). При этом минимальное значение наивыгоднейшей удельной мощности должно соответствовать минимуму приведенных затрат (точка  $B$  на рис. 2), а максимальное — указанному соотношению роста производительности и приведенных затрат по отношению к точке  $B$ .

Для определения наивыгоднейших удельных мощностей использовали метод моделирования на ЭВМ движения автомобиля по дороге, имеющей переменный продольный профиль [1], с последующим технико-экономическим анализом результатов моделирования. Рассматривались случаи работы автомобилей (автопоездов) в условиях равнинной и пересеченной местности на дорогах с разным типом покрытия.

Вопрос выбора критериев оценки переменного продольного профиля дороги достаточно сложный. Однако определяющее влияние на характер движения автомобиля оказывают встречающиеся на маршруте подъемы. Действительно, различия в удельной мощности автомобилей, параметров трансмиссии и в скоростных качествах проявляются прежде всего во время преодоления подъемов. Поэтому переменный продольный профиль следует оценивать в основном по частоте, крутизне и длине встречающихся на маршруте подъемов, пользуясь формулой

$$\alpha_c = \frac{\alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \dots + \alpha_n S_n}{S}, \quad (1)$$

где:  $\alpha_c$  — средневзвешенная крутизна подъемов в %;

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$  — крутизна отдельных участков подъемов в %;

$S_1, S_2, \dots, S_n$  — длина соответствующих участков подъемов в м;

$S$  — общая длина маршрута в м.

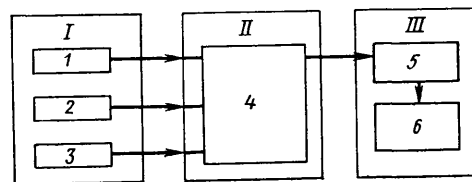


Рис. 1. Структурная модель определения мощностных параметров автомобиля:

I, III — входные и выходные данные; II — метод решения; 1 — полная масса автомобиля; 2 — тип местности; 3 — характер дорожного покрытия; 4 — график определения наивыгоднейшей удельной мощности; 5, 6 — удельная и максимальная мощность двигателя

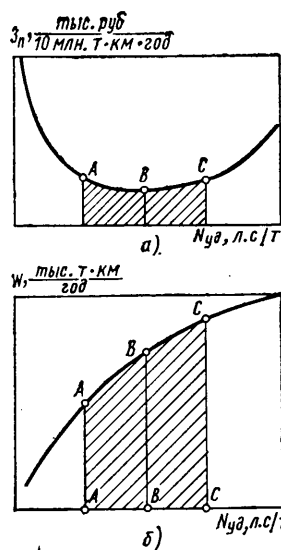


Рис. 2. Зависимость приведенных затрат  $Z_p$  на перевозки (а) и производительности  $W$  (б) от величины удельной мощности  $N_{уд}$

В комплексе вопрос о сопротивлении движению автомобиля. Мощность  $\Sigma N_{\Sigma}$  суммарного сопротивления движению, представляющая собой мощность на валу двигателя, необходимую для движения по прямой дороге с усовершенствованным покрытием на установившейся скорости, состоит из мощностей, затрачиваемых на преодоление сопротивления качению шин, сопротивления воздуха, а также потерь в трансмиссии и под шипниками ведомых колес:

$$\Sigma N_{\Sigma} = \frac{N_f + N_w + N_{\Pi}}{\eta_T} \text{ л. с.}, \quad (2)$$

где  $N_f$ ,  $N_w$  — мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления качению и сопротивления воздуха, в л. с.;  $N_{\Pi}$  — мощность, затрачиваемая на преодоление трения в подшипниках ведомых колес, в л. с.;  $\eta_T$  — КПД трансмиссии.

Мощность  $\Sigma N_{\Sigma}$ , как и входящие в нее составляющие, является функцией скорости  $v$ .

Введем понятие коэффициента  $k_f$  относительного сопротивления дороги, представляющего собой отношение действительного сопротивления  $f_i$  качению в тех или иных дорожных условиях к эталонному  $f_1$ , т. е. к сопротивлению качению шин на дороге с усовершенствованным покрытием, причем коэффициент  $f_1$  численно равен примерно 0,01. Тогда

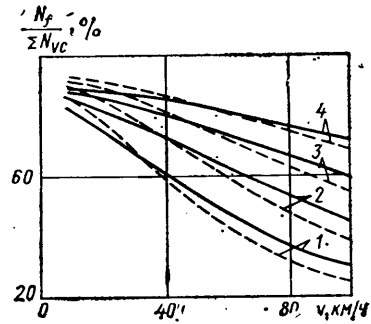
$$k_f = f_i / f_1. \quad (3)$$

На основании проведенных ранее исследований коэффициент относительного дорожного сопротивления в зависимости от характера покрытия дорог будет иметь следующие значения: на дороге с асфальтобетонным или цементобетонным покрытием  $k_f=1$ ; на дороге с щебеночным или гравийным покрытием  $k_f=2$ ; на ровной сухой и плотной грунтовой дороге или дороге с булыжным покрытием  $k_f=4$ ; на дороге с асфальтобетонным покрытием (шины с особо низким сопротивлением качению)  $k_f=0,5$ .

Анализ изменения доли сопротивления качению в суммарном сопротивлении движению  $N_f / \Sigma N_{\Sigma}$  в зависимости от изменения скорости движения, дорожного сопротивления и полной массы автомобиля (автопоезда) показал, что на малых скоростях отношение  $N_f / \Sigma N_{\Sigma}$  достаточно велико и мало зависит от дорожного сопротивления (рис. 3). С увеличением скорости доля сопротивления качению в суммарном сопротивлении движению уменьшается тем интенсивнее, чем меньше сопротивление дороги, что объясняется увеличением доли сопротивления воздуха в суммарном сопротивлении при увеличении скорости движения. С увеличением полной массы автомобиля (автопоезда) доля сопротивления качению в суммарном сопротивлении движению возрастает. То же происходит и при увеличении сопротивления дороги, однако по мере увеличения последнего темп роста доли сопротивления качению замедляется.

Следовательно, уменьшение сопротивления движению за счет снижения коэффициента сопротивления качению шин особенно важно при работе автомобильного транспорта на дорогах с усовершенствованным покрытием и прежде всего для автомобилей (автопоездов), работающих в условиях

Рис. 3. Зависимость  $N_f / \Sigma N_{\Sigma}$  от скорости движения автомобиля  $v$  в различных дорожных условиях (штриховые линии — полная масса автомобиля 30 т, сплошные линии — 15 т): 1 — асфальтобетон и шины со сниженным сопротивлением качению,  $k_f=0,5$ ; 2 — асфальтобетон,  $k_f=1$ ; 3 — щебеночное и гравийное покрытие,  $k_f=2$ ; 4 — ровная сухая и плотная грунтовая дорога или дорога с булыжным покрытием,  $k_f=4$



повышенного сопротивления дороги (вне дорог с усовершенствованным покрытием), вопрос снижения коэффициента сопротивления качению шин менее важен, поскольку общее сопротивление качению резко возрастает за счет деформации опорной поверхности дороги. В тяжелых дорожных условиях основным становится вопрос проходимости.

Увеличение сопротивления дороги приводит к росту доли использования понижающих передач, снижению средней скорости и росту расхода топлива. Такое положение связано не только с увеличением приведенных затрат на перевозки грузов, но и с перераспределением их составляющих. Так, приведенные затраты при работе на булыжных или на сухих грунтовых дорогах ( $k_f=4$ ) примерно на 30% выше, чем при работе на дорогах с асфальтобетонным покрытием ( $k_f=1$ ), тогда как затраты на топливо и смазочные материалы удваиваются. Такое перераспределение уменьшает влияние стоимости двигателя на приведенные затраты. Это приводит к тому, что в тяжелых условиях выгоднее использовать более мощный двигатель, причем это одинаково справедливо как для равнинной, так и для пересеченной местности. Однако в условиях пересеченной местности, характеризующейся более тяжелыми условиями движения, влияние увеличения сопротивления дороги сказывается несколько меньше.

При проведении исследований расчеты выполнялись для автомобилей и автопоездов с дизелями и карбюраторными двигателями в широком диапазоне изменения их полной массы: в первом случае от 5 до 60 т, во втором — от 2,5 до 25 т. На каждый тип подвижного состава «устанавливались» последовательно двигатели разной мощности. При этом учитывалось, что сравнение технико-экономических показателей одного и того же автомобиля с двигателями разной мощности правомерно только в том случае, если для данного двигателя подобраны оптимальные передаточные числа коробки передач и главной передачи. Это условие было выполнено для всех вариантов рассматриваемых автомобилей и автопоездов в соответствии с рекомендациями работы [2].

В результате расчетов были получены зависимости приведенных затрат и производительности от удельной мощности грузовых автомобилей и автопоездов для всего исследуемого диапазона изменения полной массы. На этой основе были построены графики для выбора наиболее выгодных удельных мощностей автомобилей и автопоездов с разной полной массой, предназначенных для работы на дорогах с усовершенствованным покрытием в равнинной и пересеченной местности (рис. 4). Аналогичные графики построены для всех рассмотренных значений коэффициента сопротивления дороги.

Как видно из рис. 4, поля наиболее выгодных удельных мощностей для равнинной и пересеченной местности у автомобилей как с карбюраторными двигателями, так и с дизелями частично перекрывают друг друга. Такое положение позволяет иметь один двигатель, соответствующий зоне наложения, одинаково выгодный для обоих типов местности.

Рекомендуемые мощностные параметры дают наилучшее сочетание эксплуатационных показателей для отдельно взятого автомобиля (автопоезда). Однако в условиях интенсивного движения подвижной состав с низкой энерговооруженностью, скорость которого меньше скорости транспортного потока, является помехой для остальных транспортных средств и снижает их эксплуатационные показатели, что сопровождается повышением затрат на перевозки. В конечном итоге это может привести к тому, что потери от задержек всего транспортного потока окажутся выше, чем выигрыш от использования единичного транспортного средства с низкими мощностными параметрами, а это нецелесообразно с точки зрения общих интересов народного хозяйства. В связи с этим целесообразно ввести ограничение минимальной удельной мощности подвижного состава с карбюраторными двигателями 7 л.с./т, а с дизелем — 8 л.с./т, чем и следует руководствоваться при выборе мощностных параметров.

Анализ зависимостей  $Z_p = f(N_{уд})$  для всех исследованных вариантов показал, что зона минимума, характерная для зависи-

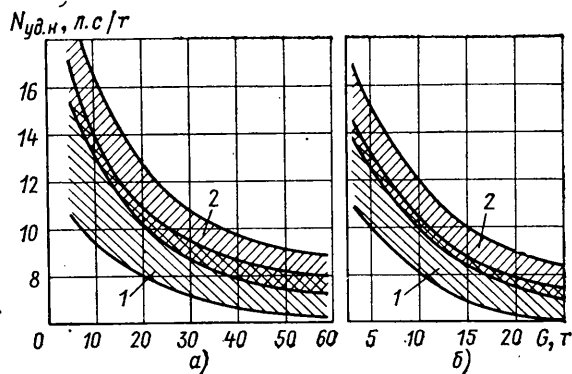


Рис. 4. Наивыгоднейшие удельные мощности грузовых автомобилей и автопоездов с дизелями (а) и карбюраторными двигателями (б) в зависимости от полной массы  $G$ : 1 — слабохолмистая местность; 2 — пересеченная местность

мости приведенных затрат от удельной мощности, по мере перехода к более тяжелым дорожным условиям смещается в область более высоких значений удельных мощностей. При этом изменение наивыгоднейшей удельной мощности грузовых автомобилей и автопоездов, соответствующее минимуму приведенных затрат, в зависимости от коэффициента относительного сопротивления дороги для каждого типа двигателя и характера местности имеет практически линейный характер. Полная масса подвижного состава не влияет на характер подобной зависимости.

Линейный характер зависимости позволил получить простое уравнение для определения наивыгоднейшей удельной мощности в различных дорожных условиях:

$$N_{уд.н} f = N_{уд.н} [1 + A(k_f - 1)] \text{ л.с./т}, \quad (4)$$

где  $N_{уд.н} f$  — наивыгоднейшая удельная мощность при любом текущем значении коэффициента  $k_f$  относительного дорожного сопротивления;

$N_{уд.н}$  — наивыгоднейшая удельная мощность автомобиля, работающего на дороге с усовершенствованным покрытием при  $k_f = 1$  (определяется по рис. 4);

$A$  — коэффициент пропорциональности, характеризующий увеличение наивыгоднейшей удельной мощности автомобилей и автопоездов при увеличении сопротивления движению.

Значения коэффициента  $A$  для различных типов двигателей и характера местности приведены в таблице.

При определении мощностей двигателей для перспективных грузовых автомобилей (автопоездов) в целях снижения количества типоразмеров двигателей целесообразно использовать средние значения коэффициента  $A$ .

Таким образом, на основании разработанного метода можно определять номенклатуру двигателей для подвижного состава, предназначенного для преимущественной работы в тех или иных условиях. По заказу эксплуатационников на автомобиль можно будет устанавливать двигатели, которые в конкретных условиях обеспечат минимальные затраты на перевозки при высоком уровне производительности.

Рассмотренный метод может быть использован как составная часть (подсистема) общей проблемы исследования транспортных систем в части оптимизации технических характеристик подвижного состава.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лурье М. И., Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М., Машиностроение, 1967.
2. Лурье М. И. Выбор мощности двигателя и параметров трансмиссии грузовых автомобилей и автопоездов общего назначения. — Труды НАМИ, вып. 96. М., 1968, с. 42—59.

УДК 629.113.075

## Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения

А. П. СОЛТУС, С. С. МАЛОВ

Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины

**МОМЕНТ** сопротивления повороту управляемых колес в движении и его составляющие необходимо определять при проектировании новых рулевых управлений и доводке серийных, а также при исследовании управляемости автомобилей.

Под моментом  $\Sigma M$  сопротивления повороту управляемых колес во время движения подразумевается приведенный к левому шкворню момент, который необходимо преодолевать водителю, чтобы обеспечить движение автомобиля по заданной траектории:

$$\Sigma M = M_{\omega} + M_{ш} + M'_{ст} + M_{p_6} + M_{p_n} + M_{г} + M_j, \quad (1)$$

где  $M_{\omega}$ ,  $M_{ш}$ ,  $M'_{ст}$ ,  $M_{p_6}$ ,  $M_{p_n}$ ,  $M_{г}$ ,  $M_j$  — соответственно

момент сопротивления повороту управляемых колес при движении автомобиля, обусловленный угловыми скоростями вращения цапф; стабилизирующие моменты шин управляемых колес, катящихся с уводом; весовые и скоростные стабилизирующие моменты; моменты от продольных, сил, направленных вдоль больших осей отпечатков шин управляемых колес; гироскопические и инерционные моменты управляемых колес.

Когда эластичное управляемое колесо одновременно движется поступательно и поворачивается вокруг оси шкворня, а каждая точка шины, контактирующая с опорной поверхностью, находится в состоянии сцепления с ней (без скольжения), происходит «упругое» закручивание тела шины. Из-за наличия положительного и отрицательного наклонов осей шкворней управляемых колес точка встречи оси шкворня с опорной поверхностью смещена относительно малой оси контактного отпечатка шины управляемого колеса по ходу автомобиля соответственно вперед и назад.

Анализ параметров установки передних управляемых колес автомобилей с колесными формулами  $4 \times 4$ ,  $4 \times 2$ ,  $6 \times 6$  и  $6 \times 4$  показывает, что точка встречи оси шкворня с опорной поверхностью находится в пределах контактного отпечатка шин управляемых колес, а расстояние  $x$  от точки встречи оси шкворня с опорной поверхностью до малой оси контактного отпечатка не превышает  $0,15 a$  ( $a$  — большая ось контактного отпечатка шины).

Рассмотрим поворот управляемого колеса с эластичной шиной относительно точки контактного отпечатка  $A$  (рис. 1, а), вызванный угловой скоростью  $\omega_d$  поворота цапфы при движении колеса. Поскольку точка  $A$  находится в контакте с опорной поверхностью без скольжения (согласно принятым допущениям), ее угловая скорость относительно вертикальной оси равна нулю. Угловая скорость поворота колеса относительно центра поворота точки  $E$  (точки встречи оси шкворня с опорной поверхностью) равна угловой скорости  $\omega_d$  поворота цапфы. В результате происходит «упругое» закручивание тела шины относительно точки  $A$ .

Если центр колеса пройдет путь, равный  $\left(\frac{a}{2} - x\right)$ , то точка

$A$  окажется в центре поворота контактного отпечатка шины. При этом каждая точка шины, находящаяся слева от центра поворота  $E$ , будет поворачиваться по направлению оси  $OY$  только за счет упругой деформации шины (рис. 1, б).

Эпюр углов  $\theta$  «упругого» закручивания тела шины относительно точки  $A$  при положительном угле продольного наклона шкворня за время прохождения центром колеса пути от точки  $A$  до  $E$  приведен на рис. 1, б.

При дальнейшем перемещении центра колеса каждая точка шины, находящаяся справа от центра поворота точки  $E$ , будет «упруго» поворачиваться относительно точки  $A$  противоположно направлению оси  $OY$  (рис. 1, в).

На участке пути центра колеса от точки  $A$  до точки  $E$  (рис. 1, б) каждая точка шины, находящаяся слева от центра поворота, «упруго» поворачивается по направлению оси  $OY$ . Из этого следует, что центр поворота контактного отпечатка шины является такой точкой, по отношению к которой углы относительных поворотов контактного отпечатка шины изменяют свой знак.

При отрицательном угле продольного наклона шкворня «упругое» закручивание тела шины будет происходить за время прохождения центром колеса пути  $\frac{a}{2} + x$ .

Угол «упругого» закручивания тела шины левого управляемого колеса, обусловленный угловой скоростью цапфы левого колеса  $\omega_{\text{ц}}$ , согласно рис. 1 определяют по формуле

$$\theta_1 = \frac{206,3}{v} \left( \frac{a}{2} \pm x \right) \omega_{\text{ц}}, \quad (2)$$

где  $v$  — поступательная скорость центра колеса.

Выразим скорость центра колеса известной зависимостью

$$v = \omega_{\text{к}} (r_{\text{к}}^c - \gamma P_{\text{к}}), \quad (3)$$

где  $\omega_{\text{к}}$  — угловая скорость вращения колеса;

$r_{\text{к}}^c$  — радиус качения колеса при его качении без скольжения, в свободном режиме;

$\gamma$  — коэффициент тангенциальной эластичности шины;

$P_{\text{к}}$  — тяговая сила.

При наличии продольного скольжения отпечатка шины по опорной поверхности «упругое» закручивание тела шины будет происходить в случае продолжения центром колеса пути

$$l = \left( \frac{a}{2} \pm x \right) (1 - S_6),$$

где  $S_6$  — коэффициент продольного скольжения шины.

Подставив в формулу (2) вместо  $v$  ее значение по выражению (3) при наличии продольного скольжения, получим

$$\theta_1 = \frac{206,3}{(r_{\text{к}}^c - \gamma P_{\text{к}})} \left( \frac{a}{2} \pm x \right) (1 - S_6) \frac{\omega_{\text{ц}}}{\omega_{\text{к}}}. \quad (4)$$

Учитывая передаточное число рулевой трапеции от правого колеса к левому  $i(\alpha)$ , угол «упругого» закручивания тела шины правого колеса определяют по формуле

$$\theta_2 = \frac{206,3}{(r_{\text{к}2}^c - \gamma_2 P_{\text{к}2})} \left( \frac{a_2}{2} \pm x \right) (1 - S_{62}) \frac{\omega_{\text{ц}}}{\omega_{\text{к}2}} i(\alpha). \quad (5)$$

Если

$$0 < \theta_1 < \theta_{A1} \text{ и } 0 < \theta_2 < \theta_{A2},$$

где  $\theta_{A1}$ ,  $\theta_{A2}$  — наибольшие углы поворотов соответственно левого и правого управляемых колес на месте, при которых сохраняется условная линейность функции момента сопротивления повороту от угла поворота, то момент

$$M_{\omega_{\text{ц}}} = 206,3 \omega_{\text{ц}} \left[ \frac{\left( \frac{a_1}{2} \pm x \right) (1 - S_{61}) C_{\omega 1}}{(r_{\text{к}1}^c - \gamma_1 P_{\text{к}1}) \omega_{\text{к}1}} + i^2(\alpha) \frac{\left( \frac{a_2}{2} \pm x \right) (1 - S_{62}) C_{\omega 2}}{(r_{\text{к}2}^c - \gamma_2 P_{\text{к}2}) \omega_{\text{к}2}} \right], \quad (6)$$

где  $a_1$ ,  $a_2$  — большие оси контактных отпечатков шин соответственно левого и правого управляемых колес;

$\omega_{\text{к}1}$ ,  $\omega_{\text{к}2}$  — угловые скорости вращения соответственно левого и правого управляемых колес;

$C_{\omega 1}$ ,  $C_{\omega 2}$  — коэффициенты угловых жесткостей шин относительно вертикальной оси соответственно левого и правого управляемых колес;

$r_{\text{к}1}^c$ ,  $r_{\text{к}2}^c$  — радиус качения соответственно левого и правого управляемых колес при их качении без скольжения, в свободном режиме;

$\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  — коэффициенты тангенциальной эластичности шин соответственно левого и правого управляемых колес;

$P_{\text{к}1}$ ,  $P_{\text{к}2}$  — тяговые силы, действующие соответственно на левое и правое управляемые колеса;

$S_{61}$ ,  $S_{62}$  — коэффициенты продольного скольжения шин соответственно левого и правого управляемых колес.

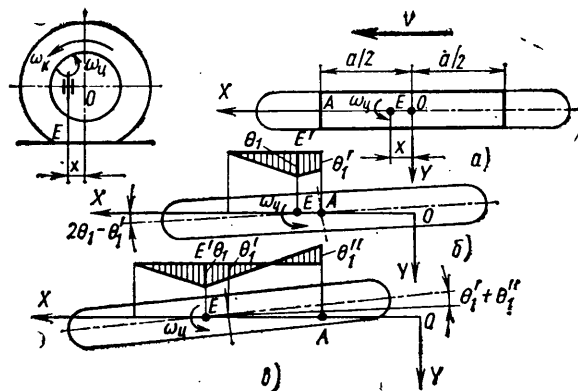


Рис. 1. Схема определения угла «упругого» закручивания тела шины при положительном продольном наклоне шкворня

Моменты  $M_{\text{ш}}$ ,  $M_{\text{ст}}$  определяются по формулам, приведенным в работах [1 и 2].

Момент, обусловленный боковой силой и действующий на управляемое колесо автомобиля, определяют по формуле

$$M_{P_6}' = P_6 [r_{\text{д}} \cos \gamma_{\text{ш}} (\text{tg } \beta_{\text{ш}} \cos \alpha \pm \text{tg } \alpha_{\text{ш}} \sin \alpha)] \times \cos \arctg \sqrt{\text{tg}^2 \alpha_{\text{ш}} + \text{tg}^2 \beta_{\text{ш}}}, \quad (7)$$

где  $P_6$  — суммарная боковая сила, действующая на управляемое колесо автомобиля и обусловленная центробежной силой, главным моментом сил инерции автомобиля и моментом от неуправляемых колес автомобиля, движущегося по криволинейной траектории [3];

$r_{\text{д}}$  — динамический радиус колеса;

$\alpha_{\text{ш}}$ ,  $\beta_{\text{ш}}$  — соответственно поперечный и продольный углы наклона шкворня;

$\gamma_{\text{ш}}$  — текущий угол развала управляемого колеса, определяется по формуле, приведенной в работе [2];

$\alpha$  — угол поворота управляемого колеса.

Составляющая, обусловленная боковыми силами,

$$M_{P_6} = M_{P_{61}} + i(\alpha) M_{P_{62}}, \quad (8)$$

где  $M_{P_{61}}$ ,  $M_{P_{62}}$  — моменты обусловленные боковыми силами, соответственно левого и правого управляемых колес, которые определяются по формуле (7).

Момент, обусловленный продольной силой и действующий на управляемое колесо автомобиля,

$$M_{P_{\text{п}}} = P_{\text{п}} [l_{\text{ц}} \cos \gamma_{\text{ш}} - r_{\text{д}} \sin \gamma_{\text{ш}} + r_{\text{д}} \cos \gamma_{\text{ш}} \times (-\text{tg } \alpha_{\text{ш}} \cos \alpha \pm \text{tg } \beta_{\text{ш}} \sin \alpha)] \cos \arctg \sqrt{\text{tg}^2 \alpha_{\text{ш}} + \text{tg}^2 \beta_{\text{ш}}}, \quad (9)$$

где  $P_{\text{п}}$  — суммарная продольная сила, действующая на управляемое колесо автомобиля;

$l_{\text{ц}}$  — длина поворотной цапфы.

Составляющую, обусловленную продольными силами, определяют следующим образом:

$$M_{P_{\text{п}}} = \pm [-M_{P_{\text{п}1}} + i(\alpha) M_{P_{\text{п}2}}], \quad (10)$$

где  $M_{P_{\text{п}1}}$ ,  $M_{P_{\text{п}2}}$  — моменты, обусловленные продольными силами, соответственно левого и правого управляемых колес, которые определяются по формуле (9).

Момент, обусловленный гироскопическими моментами управляемых колес, определяется по формуле

$$M_{\Gamma} = [J_{\text{к}1} \omega_{\text{к}1} \omega_{\Gamma} + i(\alpha) J_{\text{к}2} \omega_{\text{к}2} \omega_{\Gamma}] \times \cos \arctg \sqrt{\text{tg}^2 \alpha_{\text{ш}} + \text{tg}^2 \beta_{\text{ш}}}, \quad (11)$$

где  $J_{\text{к}1}$ ,  $J_{\text{к}2}$  — моменты инерции соответственно левого и правого управляемых колес вокруг осей вращения;

$\omega_{\Gamma}$  — угловая скорость поворота управляемого моста вокруг продольной оси автомобиля.

Инерционный момент, действующий на управляемое колесо автомобиля,

$$M_{\Gamma}' = J_{\text{к.ш}} \frac{d^2 \alpha}{dt^2}, \quad (12) \quad 19$$



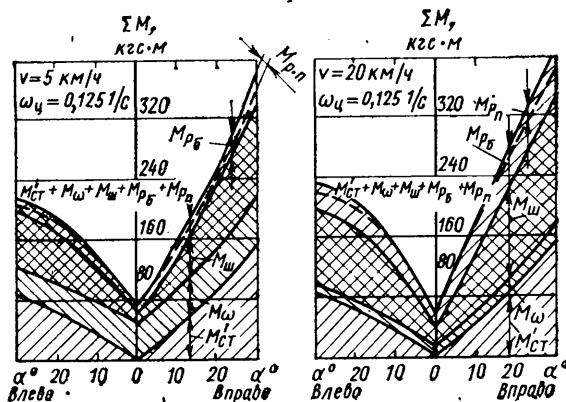


Рис. 2. Зависимость составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес при движении автомобиля от угла поворота  $\alpha$  ( $G_n=6400$  кгс,  $G_a=19\,400$  кг,  $r_{ш}=3,5$  кгс/см<sup>2</sup>,  $\alpha_{ш}=9^\circ 30'$ ,  $\beta_{ш}=5^\circ 30'$ ,  $\gamma_{ш}=0$ )

где  $J_{к.ш}$  — момент инерции управляемого колеса вокруг оси шкворня.

Для определения влияния отдельных составляющих на величину момента сопротивления повороту управляемых колес в движении проведен расчет составляющих момента сопротивления повороту для опытной модели автомобиля с колесной формулой 6×6.

При расчетах нагрузка на управляемые колеса  $G_n=6400$  кгс, угловая скорость поворота цапфы левого управляемого колеса  $\omega_n=0,125$  1/с, скорость движения автомобиля 5 и 20 км/ч. Автомобиль оборудован широкопрофильными шинами размера 1300×530—533 модели ВИ-3.

На рис. 2 представлены зависимости составляющих момента  $\Sigma M$  от угла поворота. Из рисунка видно, что с увеличением скорости движения автомобиля при  $\omega_n=\text{const}$  величина момента  $M_\omega$  уменьшается пропорционально скорости движения центра колеса. Объясняется это тем, что с увеличением скорости движения автомобиля уменьшается время прохождения

центром колеса пути  $\left(\frac{a}{2} \pm x\right)$ . Следовательно, уменьшается

и угол «упругого» закручивания тела шины, что приведет к снижению величины момента  $M_\omega$ , прямо пропорционального углу «упругого» закручивания тела шины.

С увеличением скорости движения автомобиля составляющая момента  $M_\omega$  возрастает ввиду увеличения при этом центробежной силы, действующей на управляемое колесо автомобиля. Последняя и вызывает увеличение углов уводов управляемых колес.

Момент сопротивления повороту управляемых колес вправо у автомобилей некоторых моделей больше, чем при повороте влево. Обусловлено это тем, что передаточное число рулевой трапеции от правого колеса к левому при повороте вправо значительно больше, чем при повороте влево.

Экспериментальные исследования показали, что в общих случаях движения автомобиля величины моментов  $M_r$  и  $M_j$  настолько незначительны по сравнению с остальными составляющими момента  $\Sigma M$ , что с достаточной для практики точностью ими можно пренебречь.

Таким образом, исследования показали, что момент сопротивления повороту управляемых колес во время движения с достаточной для практики точностью можно представить суммой пяти составляющих  $M_\omega$ ,  $M_\omega$ ,  $M'_{ст}$ ,  $M_{р_б}$ ,  $M_{р_п}$ .

Величины составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес в движении в каждом конкретном случае зависят как от эксплуатационных факторов (скорости и траектории движения автомобиля), так и от конструктивных (параметров управляемого моста и колес, компоновочной схемы автомобиля, его колесной формулы, характеристик шин и др.).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Солтус А. П., Редниц В. В. О стабилизирующем моменте шины. — Автомобильная промышленность, 1976, № 7.
2. Солтус А. П., Кошарный Н. Ф. К вопросу о весовых стабилизирующих моментах. — Автомобильная промышленность, 1976, № 8.
3. Солтус А. П., Рубцов В. А., Марков О. Д. Влияние колес неуправляемых мостов на дополнительные нагрузки в рулевом управлении. — Автомобильная промышленность, 1977, № 1.

УДК 629.113.004

## Расчетно-экспериментальный метод определения показателей, характеризующих ударно-прочностные свойства автомобилей

Канд. техн. наук А. И. РЯБЧИНСКИЙ, В. Л. БУДНИК, Н. В. КУЗИНА  
Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

родными предписаниями, определение  $\Delta v$  и  $\bar{N}$  не представляет сложности:

$$\Delta v = v_a = \sqrt{\frac{2E_a}{m_a}}; \quad (1)$$

$$\bar{N} = \frac{v_a^2}{2gS_{a, \max}^A} = \frac{v_a^2}{2gK_y S_{a, \text{ост}}^A}, \quad (2)$$

где  $m_a$  — масса автомобиля (принято допущение, что автомобиль имеет массу, сосредоточенную в точке);

$E_a$ ,  $v_a$  — энергия и скорость автомобиля в момент контакта с неподвижным препятствием;

$S_{a, \max}^A$ ,  $S_{a, \text{ост}}^A$  — максимальная и остаточная деформации автомобиля в процессе столкновения;

$K_y$  — коэффициент, учитывающий долю упругой деформации автомобиля в процессе столкновения

$$S_{a, \max}^A = K_y S_{a, \text{ост}}^A.$$

По результатам полигонных испытаний легковых автомобилей  $K_y=1,11 \div 1,35$  (среднее его значение  $\sim 1,25$ ).

Рассмотрим методологию определения значений  $\Delta v$  и  $\bar{N}$  для прямого центрального столкновения двух автомобилей А и В, являющегося общим случаем фронтального столкновения.

ОДНИМ из основных показателей автотранспортного средства как элемента системы обеспечения пассивной безопасности дорожного движения являются его ударно-прочностные свойства [1]. В работе [2] было показано, что основными измерителями, характеризующими ударно-прочностные свойства автомобиля, являются среднеинтегральные перегрузки  $\bar{N}$  и изменение скорости движения  $\Delta v$  в процессе дорожно-транспортного происшествия или имитации его при оценке уровня пассивной безопасности.

Исследования пассивной безопасности проводятся в условиях имитации различных видов дорожно-транспортных происшествий (наезда на неподвижное препятствие, встречного столкновения, наезда подвижным препятствием и др.), а также статистическим методом на базе анализа условий и последствий реальных происшествий. При таких исследованиях важно предварительно (расчетом) определять измерители, оценивающие влияние входных характеристик системы, для нормирования условий испытаний (скорости и масс объектов соударения) и сопоставлять начальные условия различных видов дорожно-транспортных происшествий и их имитаций.

Рассмотрим методы определения оценочных параметров  $\Delta v$  и  $\bar{N}$  и их характеристик. Для условий наезда автомобиля на неподвижное недеформируемое препятствие, которые регламентированы как эталонные при оценке и нормировании пассивной безопасности легковых автомобилей при фронтальных столкновениях в соответствии с отечественными и междуна-



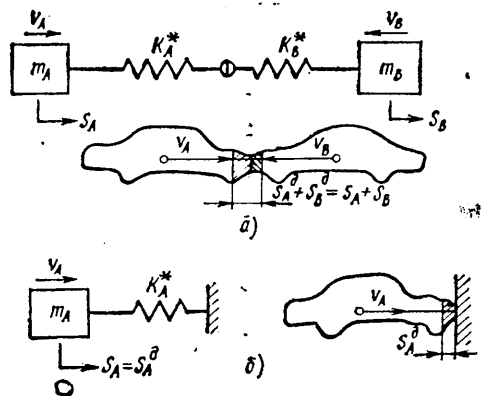


Рис. 1. Расчетные схемы соударений: а — автомобилей А и В (встречное столкновение); б — автомобиля А с неподвижным препятствием

Изменение скорости движения автомобилей А и В в условиях столкновения определяется разностью

$$\Delta v_{A(B)} = v_{A(B)} - v'_{A(B)},$$

где  $v_A, v_B$  — скорости движения автомобиля А и В в момент столкновения (контакта);

$v'_A, v'_B$  — скорости движения автомобилей А и В в конце активного периода удара.

Если допустить, что при столкновении автомобилей отсутствует упругая составляющая деформации, можно получить

$$v'_A = v'_B = \frac{m_A v_A + m_B v_B}{m_A + m_B}. \quad (3)$$

Из условия равенства количества движения и баланса энергии системы для случая прямого центрального столкновения автомобилей массой  $m_A$  и  $m_B$ , движущихся со скоростью  $v_A$  и  $v_B$ , по теореме Карно получим [3]

$$\frac{m_A m_B (v_A - v_B)^2}{2(m_A + m_B)} = \int_0^{S_{A \max}^A} F dS + \int_0^{S_{B \max}^B} F dS = E_A + E_B \quad (4)$$

или

$$v_A - v_B = \sqrt{\frac{2(E_A + E_B)(m_A + m_B)}{m_A m_B}}, \quad (5)$$

где  $E_A$  и  $E_B$  — энергии, поглощенные (затрачиваемые на деформацию) автомобилями А и В.

Тогда с учетом уравнений (3) и (5) получим

$$\Delta v_{A(B)} = \frac{m_{B(A)}}{m_A + m_B} \left[ \sqrt{\frac{2(E_A + E_B)(m_A + m_B)}{m_A m_B}} \right], \quad (6)$$

соответственно

$$\bar{N}_{A(B)} = \frac{\Delta v_{A(B)}^2}{2gS_{A(B) \max}} = \frac{E_A + E_B}{m_{A(B)}(m_A + m_B)gS_{A(B) \max}} m_B, \quad (7)$$

где  $S_{A(B)}$  — перемещение соударяющихся автомобилей.

Таким образом, для определения  $\Delta v$  и  $\bar{N}$ , используя выражения (6) и (7), необходимо предварительно вычислить энергию, поглощаемую автомобилями при столкновении ( $E_A$  и  $E_B$ ), и перемещение их центров инерции ( $S_A$  и  $S_B$ ). С этой целью рассмотрим механику процесса соударения для случая центрального удара двух автомобилей А и В массой  $m_A$  и  $m_B$ , скорости которых в момент контакта равны  $v_A$  и  $v_B$ , а векторы скоростей совпадают с прямой, соединяющей центры тяжести соударяющихся автомобилей (рис. 1).

Считаем, что деформация автомобилей носит местный упруго-пластический характер, а их динамические силовые характеристики аппроксимируются эмпирическими зависимостями [3 и 4]

$$S_A^A = K_A F^{n_A}; \quad S_B^B = K_B F^{n_B}, \quad (8)$$

где  $S_A^A, S_B^B$  — деформации автомобилей;  
 $K_A, K_B$  — коэффициенты упругой деформации автомобилей А и В;  
 $n_A, n_B$  — постоянные эмпирические коэффициенты, характеризующие ударно-прочностные свойства автомобилей А и В.

Уравнения движения соударяющихся автомобилей можно представить в виде

$$m_A \frac{d^2 S_A}{dt^2} = m_A \frac{d v_A^*}{dt} = -F(S_A^A); \quad (9)$$

$$m_B \frac{d^2 S_B}{dt^2} = m_B \frac{d v_B^*}{dt} = -F(S_B^B);$$

$$S_A + S_B = S_{A+B}^A; \quad (9a)$$

$$v_A^* + v_B^* = v, \quad (9b)$$

где  $v = \frac{d S_A}{dt}$  — скорость сближения центров инерции автомобилей;

$v_A^*(B)$  — текущие значения скоростей сближения центров инерции автомобилей А(В).

Используя приведенные соотношения между перемещениями и скоростями, составим основное уравнение удара

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d^2 S_{A+B}^A}{dt^2} = -\frac{1}{M} F(S_{A+B}^A), \quad (10)$$

где  $M = \frac{m_A m_B}{m_A + m_B}$  — приведенная масса соударяющихся автомобилей.

Вычитая из первого уравнения (9) второе и производя интегрирование, получим

$$m_A (v_A^* - v_A) - m_B (v_B^* - v_B) = 0. \quad (11)$$

Откуда

$$v_A^* - \eta v_B^* = v_A - \eta v_B = \text{const}, \quad (12)$$

где  $\eta = \frac{m_B}{m_A}$ .

Интегрируя уравнение (12), получим

$$S_A - \eta S_B = (v_A - \eta v_B) t. \quad (13)$$

На основании соотношений (9a), (9b) и (13) можно выразить перемещение соударяющихся автомобилей через упруго-пластическую деформацию  $S_{A+B}^A$  и  $S_B^B$ :

$$S_A = \frac{\eta}{1 + \eta} S_{A+B}^A + \frac{v_A - \eta v_B}{1 + \eta} t; \quad (14)$$

$$S_B = \frac{1}{1 + \eta} S_{A+B}^A - \frac{v_A - \eta v_B}{1 + \eta} t.$$

В конце активного периода удара, когда  $t = \tau$ ,

$$S_{A \max} = \frac{\eta}{1 + \eta} S_{(A+B) \max}^A + \frac{v_A - \eta v_B}{1 + \eta} \tau; \quad (15)$$

$$S_{B \max} = \frac{1}{1 + \eta} S_{(A+B) \max}^A - \frac{v_A - \eta v_B}{1 + \eta} \tau.$$

Для практических расчетов значение  $\tau$ , входящего в правую часть уравнений (15), можно принять равным 0,033 с (это средняя величина активного периода удара, полученная по результатам обработки 36 полигонных испытаний методом наезда на неподвижное препятствие).

Таким образом, уравнения (15) позволяют определить значения  $S_B$  и  $S_A$  по известным величинам деформаций автомобилей при столкновениях.

По результатам эталонных испытаний с использованием методики, описанной в работе [3], можно определить  $E_A, E_B, S_{A \max}^A$  и  $S_{B \max}^B$ .

Для автомобилей, расчетные схемы соударения которых приведены на рис. 1, а значения коэффициентов  $n$  ( $n_A = n_B = n$ ) равны, можно вычислить  $S_{A(B)} = f(t)$  и  $S_{A(B)}^{\Delta}$  путем решения системы уравнений, описывающих движение соударяющихся автомобилей, составленной с учетом зависимостей (8):

$$m_A \ddot{S}_A + \frac{1}{\frac{1}{K_A + K_B}} (S_A - S_B)^{\frac{1}{n}} = 0; \quad (16)$$

$$m_B \ddot{S}_B + \frac{1}{\frac{1}{K_A + K_B}} (S_B - S_A)^{\frac{1}{n}} = 0.$$

Систему дифференциальных уравнений второго порядка (16) решают приближенно усовершенствованным методом ломаных (модификация метода Эйлера). При известных значениях  $E_{A(B)}$ ,  $S_{A \max}$  и  $S_{B \max}$  из выражений (6) и (7) находят  $\Delta v_{A(B)}$  и  $\bar{N}_{A(B)}$ . Таким образом, характеристики  $N_{A(B)} = f(t)$ , получаемые при эталонных испытаниях, позволяют определить при известных значениях  $m_{A(B)}$  и  $v_{A(B)}$  параметры  $\Delta v_{A(B)}$  и  $\bar{N}_{A(B)}$ , оценивающие ударно-прочностные свойства автомобиля с учетом их влияния на травмирование человека при столкновении.

Рассмотрим возможности корреляции между условиями эталонных испытаний и дорожно-транспортных происшествий. В настоящее время все автомобили проектируют с учетом требований пассивной безопасности. Они проходят контрольные испытания в эталонных условиях имитацией основных типов фронтального и бокового столкновений, удара (наезда) сзади и опрокидывания. Дорожно-транспортные происшествия могут происходить в условиях менее или более «тяжелых», чем эталонные. При этом, если конструкция автомобиля рассчитана на основании требований обеспечения безопасности в эталонных условиях, то при более «тяжелых» условиях вероятность травмирования увеличивается. Причем это происходит не из-за неудовлетворительной конструкции автотранспортного средства, а в связи с тем, что она не рассчитана на те условия, в которые попадает автомобиль при дорожно-транспортном происшествии. Вследствие этого для объективной оценки безопасности автомобиля как элемента подсистем системы обеспечения пассивной безопасности введем понятие приведенной скорости столкновения, с помощью которого можно сопоставить условия дорожно-транспортных происшествий и эталонных испытаний.

Под приведенной скоростью  $v_{пр}$  понимается скорость движения автотранспортного средства (объекта соударения) в эталонных условиях, при которой тяжесть последствий дорожного происшествия адекватна тяжести травмирования участников аварии при реальной скорости движения в момент происшествия. Для определения  $v_{пр}$  приравняем значения  $\Delta v$  и  $\bar{N}$ , характеризующие тяжесть травмирования при столкновениях [см. уравнения (6) и (7)], к значениям  $\Delta v$  и  $\bar{N}$ , вычисленным для условий эталонных испытаний:

$$\frac{(v_{A \text{ пр}})^2}{2gS_{A \max}^{\Delta}} = m_B \frac{E_A + E_B}{m_A (m_A + m_B) gS_{A \max}^{\Delta}}; \quad (17)$$

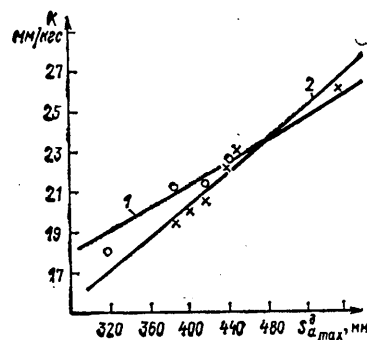
$$v_{A(B) \text{ пр}} = \sqrt{\frac{2S_{A(B) \max}^{\Delta} m_{B(A)} (E_A + E_B)}{m_{A(B)} (m_A + m_B) S_{A(B) \max}^{\Delta}}},$$

где  $S_{A(B) \max}^{\Delta}$  — деформация автомобилей  $A(B)$  в условиях эталонных испытаний.

Значения  $\Delta v$ ,  $\bar{N}$ ,  $S^{\Delta}$  и др. позволяют косвенно оценивать тяжесть последствий дорожно-транспортного происшествия. Однако не менее важно для объективной оценки эффективности функционирования системы обеспечения пассивной безопасности и ее подсистем предварительно учесть тяжесть условий этого происшествия. С этой целью введем понятие коэффициента тяжести дорожно-транспортного происшествия  $K^{\Delta}$  и определим его значение.

Для общего случая использования ремней безопасности или других специальных устройств, без которых нельзя обеспечить достаточный уровень пассивной безопасности дорожного движения, с учетом того, что на экскитирование человека и возгораемость значительно влияют деформации и разрушение

Рис. 2. Зависимость коэффициента деформации  $K$  от величины максимальной деформации передней части автомобиля  $S_{A \max}^{\Delta}$ :  
1 — автомобиль А ( $K = 0,0279 S_{A \max}^{\Delta} + 10,2$ ); 2 — автомобиль В ( $K = 0,0407 S_{A \max}^{\Delta} + 4,0$ )



автомобиля (его отдельных частей) в процессе дорожного происшествия, можно считать, что

$$K^{\Delta} \approx f(N_{q(a)}, S_a^{\Delta}).$$

Из выражений (2) и (7) получим

$$N_{q(a)} = b_1 v_a^2; \quad S_a^{\Delta} = b_2 v_a^2,$$

где  $b_1$  и  $b_2$  — коэффициенты.

Тогда с учетом возможности сопоставления характеристики входа системы обеспечения пассивной безопасности с эталонными условиями можно принять

$$f(v_a) = av_a^2; \quad K^{\Delta} = \left( \frac{av_{пр}}{av^2} \right)^2 = \left( \frac{v_{пр}}{v^2} \right)^2.$$

В этом равенстве под эталонной скоростью  $v^{\Delta}$  понимается скорость автотранспортного средства (объекта соударения), регламентируемая соответствующими нормами (предписаниями) по пассивной безопасности для условий эталонных испытаний имитацией определенных типов дорожно-транспортных происшествий. Так, например, для фронтального столкновения легковых автомобилей принято  $v^{\Delta} = 48 \div 53$  км/ч в эталонных условиях наезда автомобиля на неподвижное препятствие.

Изложенный выше расчетно-экспериментальный метод определения  $\Delta v$  и  $\bar{N}$  был подтвержден экспериментальными исследованиями, проведенными на полигоне. Комплекс экспериментальных исследований включал:

1) определение силовых характеристик передней части автомобилей по зависимостям  $N_{A(B)} = f(t)$ , полученным в условиях эталонных испытаний методом наезда автомобиля на неподвижное препятствие;

2) определение  $\Delta v_{A(B)}$  и  $\bar{N}_{A(B)}$  по результатам имитации встречного столкновения автомобилей и наезда движущимся препятствием на неподвижный автомобиль для сопоставления их с расчетными значениями, полученными с использованием изложенной выше методики и решением уравнений (16) с помощью ЭВМ.

В процессе экспериментальной проверки расчетно-экспериментального метода с использованием методов имитации дорожно-транспортных происшествий наездом на неподвижное препятствие, встречного столкновения и наезда на автомобиль подвижного препятствия измерялись: скорость автомобилей в момент столкновения, изменение замедления недеформируемой части кузова, а также деформации и перемещения автомобилей в процессе столкновения.

Для определения силовых характеристик автомобилей использовались данные осциллограмм замедлений и кинограмм, фиксирующих процесс столкновения при скорости съемки 700—1000 кадров/с. Изменение скоростей и перемещений автомобилей по времени определяли методом интегрирования экспериментальных кривых замедлений и по результатам обработки кинограмм с использованием ЭВМ «Диепр-1».

Силовые характеристики передней части автомобилей определяли по результатам 12 экспериментов, проведенных на автополигоне методом наезда на неподвижное препятствие, при  $v_{A(B)} = \Delta v_{A(B)} = 30 \div 55$  км/ч. Методика указанных испытаний приведена в работе [5].

Значение коэффициентов  $K$  и  $n$  определяли по данным каждого эксперимента. Результаты аппроксимировали с применением метода наименьших квадратов, а затем определяли зависимость  $K = f(S_{A(B) \max}^{\Delta})$  для автомобилей А и В с учетом принятого допущения о прямолинейном характере указанной функции (рис. 2).

Условия и результаты испытаний имитацией прямого центрального встречного столкновения и удара подвижным препятствием приведены в таблице.

Вид фронтального столкновения	Объект соударения	Исходные данные					Расчетные данные				Экспериментальные данные			
		Масса $m$ в кг	Скорость $v$ в км/ч	Остаточная деформация автомобиля $S_{a,ост}^д$ в м	$n$	$K$ в мм/кгс	Максимальная деформация автомобиля $S_{a,тах}^д$ в м	$v_{пр}$	$v_{\Delta пр}$	$\bar{N}$	Абсолютное значение $\bar{N}$	Отклонение от расчетного в %	Абсолютное значение $S_{a,ост}^д$ в м	Отклонение $S_{a,ост}^д$ от расчетного в %
Встречное	A	1060	49,5	0,380	0,26	23,2*	0,464	54,2	57,9	24,7	24	2,9	0,362 при $v_{пр} = 52,2$ км/ч	5
	B	1335	49,5	0,486	0,26	27,4*	0,575	48,8	45,7	16,2	17,9	9,5	0,477 при $v_{пр} = 49,9$ км/ч	2
Удар (наезд) подвижным препятствием	B	1125	0	0,240	0,26	16,1*	0,298	34,0	25,0	15,4	13,9	10,8	0,253 при $v_{пр} = 31,0$ км/ч	12
	Подвижное препятствие	1800	56,6	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

\* Коэффициент деформации  $K$  определен по графику (рис. 3) с учетом значений расчетных максимальных деформаций.  
 \*\* По данным дополнительных испытаний.

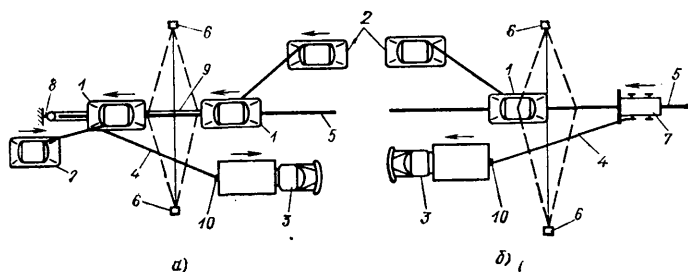


Рис. 3. Схемы испытаний автомобилей имитацией дорожно-транспортного происшествия: методом встречного столкновения автомобилей (а); методом наезда подвижного препятствия — тележкой на автомобиль (б):  
 1 — испытуемый автомобиль; 2 — автомобиль-лаборатория; 3 — автомобиль-тягач; 4 — буксирный трос; 5 — направляющий рельс; 6 — скоростная кинокамера; 7 — подвижное препятствие; 8 — неподвижный блок; 9 — трос; 10 — разъем

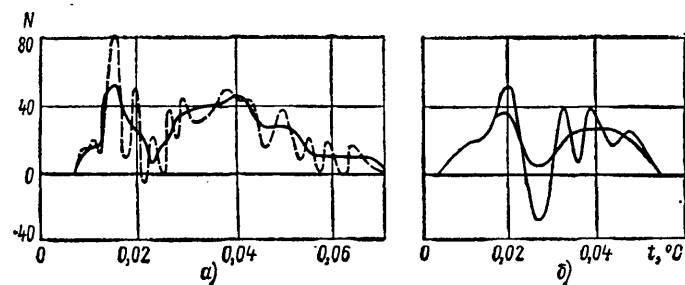


Рис. 4. Изменение перегрузок автомобилей в процессе имитации встречного столкновения (сплошные линии — осредненные значения):  
 а — при испытаниях методом встречного столкновения (автомобиль А); б — при испытаниях методом наезда подвижного препятствия (автомобиль В)

Используемое в испытаниях подвижное препятствие — двухосная тележка с жесткой плоской ударной поверхностью — аналогично применяемому при испытании методом имитации удара (наезда) сзади [5].

Схема испытаний показана на рис. 3. Полученные осциллограммы замедлений, зарегистрированных в недеформируемых частях кузова, приведены на рис. 4.

Характер деформаций исследуемых автомобилей во всех испытаниях был идентичным.

Из таблицы видно, что разность между экспериментальными и расчетными значениями не превышает 12%, т. е. сходимость их удовлетворительная. Это также подтверждается результатами дополнительных испытаний автомобилей А и В методом наезда на неподвижное препятствие со скоростями, близкими к  $v_{пр}$ , вычисленным для условий встречного столкновения и наезда подвижного препятствия на автомобиль. Разность величин деформаций автомобилей, испытанных различными методами, составила 5, 2 и 12% при разности фактической скорости во время экспериментов соответственно 3,8; 2,2 и 9,7%.

Таким образом, по результатам экспериментальной проверки можно сделать вывод, что разработанный расчетно-экспериментальный метод позволяет с достаточной точностью определять показатели, характеризующие ударно-прочностные свойства автомобилей как элементов системы обеспечения пассивной безопасности дорожного движения по известным значениям силовых характеристик автомобилей и начальным условиям столкновения ( $v_a$  и  $m_a$ ). Кроме того, при известных величинах остаточной деформации автомобилей в процессе дорожно-транспортного происшествия могут быть уточнены их скорости движения в момент столкновения.

Приведенная в работе методология используется при исследованиях пассивной безопасности автотранспортных средств статистическими и экспериментальными методами и может быть применена при проведении автотехнической экспертизы.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рябчинский А. И. — «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.
2. Рябчинский А. И. и др. — «Автомобильная промышленность», 1978, № 3.
3. Рябчинский А. И., Мельников О. В. Современные системы защиты водителей и пассажиров грузовых автомобилей и автобусов при дорожно-транспортных происшествиях и методы их испытаний. М., НИИНавтопром, 1976.
4. Батуев Г. С. и др. Инженерные методы исследования ударных процессов. М., «Машиностроение», 1977.
5. Рябчинский А. И. и др. Методы испытаний легковых автомобилей на пассивную безопасность. М., НИИНавтопром, 1972.

УДК 629.113.011.5

## О формализованном представлении результатов исследований кузовов легкового автомобиля

Л. Г. КОРЯКОВЦЕВ, д-р техн. наук В. Г. МИРОНОВ  
 Производственное объединение «Ижмаш»

Для достижения нормируемых параметров и показателей проектируемого автомобиля и его узлов [1 и 2] ориентация проводится на эталоны-нормы (зарекомендовавшие себя автомобили и узлы), с которыми можно сравнивать показатели новой конструкции, а при безотносительной оценке — на технически прогрессивные и экономически обоснованные

нормы. Последние могут назначаться лишь при большом количестве информации, поскольку они определяются при решении задач оптимизации или задач о наилучшем выборе.

В случае разработки алгоритма автоматизированного проектирования кузова [3] нормы назначаются с использованием единого банка данных на основе результатов эксперименталь-

ных исследований, определяющих связь напряжений со сроком службы. Следовательно, для нормирования показателей и параметров при формировании качества конструкции на стадии проектирования необходимы сбор информации, ее систематизация и формализованное представление.

Такой подход связан с выбором модели, обеспечивающей формализованное представление данных о количественном влиянии конструктивных, технологических или эксплуатационных факторов на долговечность, причем зависимости могут быть разнообразными по виду. Однако известно, что для многих материалов, испытываемых на выносливость, соотношение долговечности и прочности достаточно адекватно выражается зависимостью  $\sigma^m N = c$ , которая может быть преобразована к виду

$$\sigma^m T = c, \quad (1)$$

где  $\sigma$  — удельная нагрузка;

$N$  — число циклов нагружения до отказа;

$T$  — долговечность;

$m, c$  — константы.

Зависимости такого вида широко используются в технике, в частности при планировании многофакторных экспериментов, определении долговечности изделий, аппроксимации изменения параметров технического состояния. Кроме того, такие зависимости относительно просто дополняются независимыми параметрами состояния и тогда принимают следующий пригодный для проектирования кузова вид:

$$(P_n/P_{0n})^{m_n} \times \dots \times (P_1/P_{01})^{m_1} \sigma^m T = c, \quad (2)$$

где  $\sigma$  — расчетное напряжение, действующее в опасном сечении элемента кузова [4];

$N$  — число циклов нагружения до отказа, выраженное в часах работы, километрах пробега или в числе циклов перемен напряжения до разрушения [4];

$m, c$  — величины, определяемые при формировании количественной взаимосвязи расчетное напряжение — наработка по результатам испытаний [4];

$P_{01}, \dots, P_{0n}$  — исходные значения величин, потенциально пригодных для управления ими при проектировании;

$P_1, \dots, P_n$  — текущие значения величин, изменяемых или учитываемых при проектировании;

$m_1, \dots, m_n$  — показатели степени, определяемые расчетом или формированием зависимости (2) при условии равенства ее левой и правой частей.

При формировании зависимости численные значения параметров  $P_1, P_n, P_i$  принимаются в результате априорного ранжирования, используемого в теории планирования экспериментов, а показатели  $m_i, m_1, m_n$  рассчитываются для каждого из фиксированных значений учитываемых факторов. В процессе накопления данных по расчетным значениям показателей степени  $m_i$  можно подобрать подходящую функцию, например, методом наименьших квадратов. До появления такой возможности с целью оценки влияния того или иного параметра на величину наработки следует использовать интерполяционные формулы.

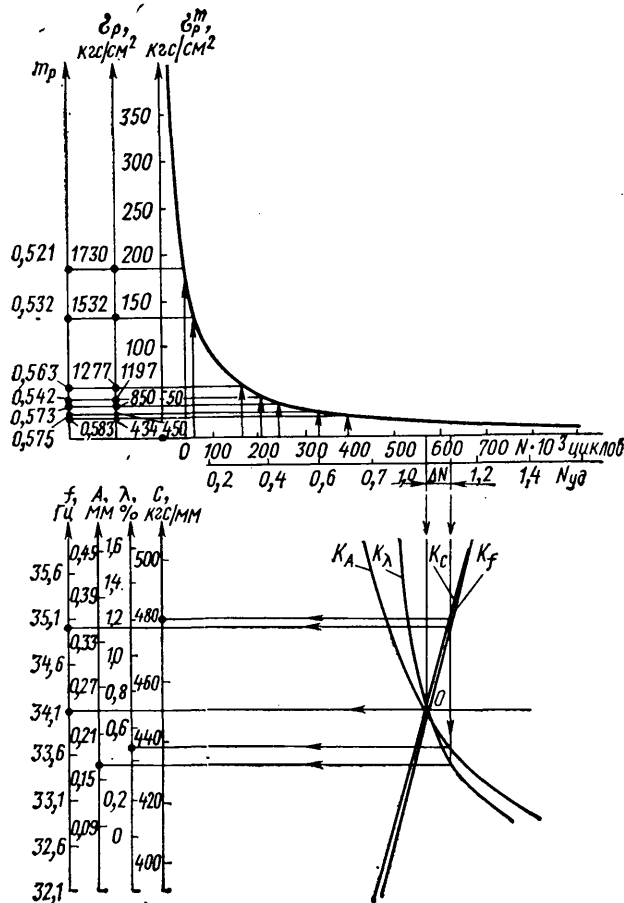
Введение поправочных множителей в зависимость (2) не отличается по сути от известного приема введения поправочных коэффициентов. Действительно, каждый множитель вида  $(P_i/P_{0i})^{m_i}$  имеет смысл такого коэффициента, но в отличие от него позволяет повысить точность расчета, если его получают на основе экспериментальных исследований. Очевидно, представляется возможным привести зависимость (2) к виду

$$(P_n)^{m_n} \times \dots \times (P_1)^{m_1} \sigma^m T = c. \quad (3)$$

Такой вид зависимости в теории планирования экспериментов широко известен [5]. Привычным способом ее формирования является использование аппарата регрессионного анализа. Сформируем такую зависимость по результатам стендовых исследований партии кузовов легкового автомобиля при изгибе в условиях резонанса.

Исследования проводили на кузовах, полученных после сварки, принятых отделом технического контроля, без дверей, капота, крышки багажника, крыльев. По каждому кузову фиксировали отдельные параметры, а также некоторые конструктивные и технологические факторы. Затем кузов подвергали разрушению, в процессе которого фиксировали появление трещин по его элементам. Появившуюся трещину подваривали, после чего продолжали испытание.

В результате проведенных исследований и применения методов вычисления выборочных характеристик по малому (имеющемуся) количеству выборки [6] обнаружена количественная связь долговечности кузова с некоторыми его характеристиками (см. таблицу). К ним относятся, например, изгибная жесткость  $C$  кузова (в кгс/мм), собственная частота изгиба  $f$  кузова (в Гц), амплитуда  $A$  вибросмещения порога кузова



при изгибе в точке, имеющей максимальное значение деформации (в мм), процент непровара  $\lambda$  дверных проемов кузова.

Множественная корреляционная связь долговечности кузовов с перечисленными характеристиками, полученная в результате статистической обработки по методике, изложенной в работе [6] имеет вид

$$\tilde{N} = 0,0000766 C^{1,4011} f^{2,2194} A^{0,0015} \lambda^{0,411}. \quad (4)$$

Формула (4), имеющая постоянные показатели степени, очевидно, имеет такие же ограничения по точности расчета, как и выражение (2), содержащее поправочные коэффициенты. Вместе с тем возникает вопрос о целесообразности одновременного введения в формулу (4) связанных между собой величин  $A, f, C, \lambda$ . Подобное в практике исследований встречается довольно часто и требует дальнейшего исследования. В таких случаях формула (4) может иметь лишь смысл обобщенного выражения данных, представленных в таблице.

Полученная форма обобщения экспериментальных данных

Условный номер кузова	$\bar{N}_{ik}$ в циклах	$f$ в Гц	$A$ в мм	$C$ в кгс/мм	$\lambda$ в %
1	826 600	35,4	0,19	458,4	0,10
2	477 600	34,3	0,32	396,1	2,73
3	566 700	32,4	0,14	448,3	4,04
4	748 400	35,0	0,10	497,5	0,36
5	653 600	34,4	0,31	480,0	0,13
6	611 300	35,0	0,20	448,3	0,23
7	334 700	34,8	0,37	431,7	3,37
8	655 800	34,8	0,21	451,8	0,33
9	544 200	35,0	0,33	519,7	3,73
10	389 800	34,0	0,47	405,9	2,85
11	690 400	34,1	0,20	413,3	0,20
12	575 200	33,2	0,21	471,7	2,33
13	526 200	32,5	0,22	416,4	0,41
14	468 000	32,5	0,42	438,1	1,91
$\bar{N}$	576 300	34,1	0,27	448,3	16,3
$\sigma$	135 100	1,04	0,11	35,45	1,5
$v$	23	3	40	7	90

Примечание.  $\bar{N}_{ik}$  — среднееарифметическое значение долговечности  $i$ -го кузова;  $\sigma$  — среднеквадратичное отклонение значения долговечности от  $\bar{N}$ ;  $v$  — коэффициент вариации.

мало удобна для использования, так как непосредственно не отражает объема накопленной информации и не позволяет оценить отклонения от установленных норм в случае введения в конструкцию каких-либо изменений. Кроме того, выполнение процедур регрессионного анализа и конструирование на их основе формализованных моделей для систематизации данных требуют представительной выборки. Процесс же накопления данных обычно происходит в течение длительного времени, что связано при проектировании или модернизации конструкций с определенными трудностями.

Таким образом, возникает вопрос о нахождении способов формализованного представления получаемых результатов исследований, который позволял бы по мере накопления материалов использовать для формирования имеющиеся конструкции. Рассмотрим такой способ на примере диаграммы.

Ее построение начнем с формирования количественной взаимосвязи расчетное напряжение — долговечность на основании экспериментальных данных [4]. Поскольку экспериментальных данных недостаточно для установления математического ожидания долговечности, примем ее среднеарифметическое значение для исследованных кузовов. Из точки  $\bar{N}$  опустим перпендикуляр до пересечения с произвольной линией в точке  $O$ , которую примем за линию эталонной структуры для данной конструкции кузова массового производства. Применительно к этой линии проведем формирование взаимосвязи изученных параметров  $C, A, f, \lambda$  с долговечностью  $N$ . С левой стороны от точки  $O$  на линии эталонной структуры проведем перпендикулярные линии, характеризующие значения параметров  $A, f, \lambda, C$ . Точки пересечения линий будут соответствовать значениям параметров относительно среднеарифметического значения  $N$  (математического ожидания при достаточной выборке).

Для упрощения осуществим построение относительно  $N_{уд} = N/\bar{N}$  ( $N$  — текущее значение долговечности), а параметры  $C,$

$A, f, \lambda$  выразим через коэффициенты  $K_C, K_A, K_f, K_\lambda$ , ха-

рактеризующие соответственно жесткость кузова, амплитуду вибросмещения точки порога, собственную частоту кузова, процент непровара дверных проемов.

При решении вопросов, связанных с повышением долговечности (в данном случае  $\bar{N}$  увеличивается до  $\Delta N$ ), обеспечивается наглядность выбора параметров или факторов, обеспечивающих достижение цели.

Рассмотренный способ формирования аналитического образа постоянно накапливающихся результатов исследования в виде зависимостей (2) и (3), а также их графическая интерпретация обеспечивают возможность фиксации информации, передачи ее конструктору на любой стадии изучения конструкции и способствуют ее формированию в процессе совершенствования конструкции автомобиля и его узлов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Островцев А. Н. Основы проектирования автомобиля. М., Машиностроение, 1968.
2. Радионов В. Ф., Фиттерман В. М. Легковые автомобили. М., Машиностроение, 1971.
3. Миронов В. Г., Абрамян В. А., Коряковцев Л. Г., Федоров А. А., Миронова Л. П. — Автомобильная промышленность, 1977, № 9.
4. Абрамян В. А., Миронов В. Г., Коряковцев Л. Г., Федоров А. А., Миронова Л. П. Формирование количественной связи расчетного напряжения со сроком службы. — Межвузовский сб. научных трудов, вып. 1. МАМИ, 1977.
5. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М., Мир, 1972.
6. Степанов М. Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний. М., Машиностроение, 1972.

УДК 629.113.066

## Оптимизация параметров панели приборов автомобиля

В. П. АНИСИМОВ

Московский автомеханический институт

**В** ДЕЛЕ повышения безопасности движения важно рационально разместить приборы на щитке и унифицировать их расположение. Наличие приборных панелей, построенных по единому принципу с унифицированными контрольно-измерительными приборами, существенно облегчает работу водителя и повышает безопасность движения.

Чтобы определить, как рационально расположить приборы и световые сигнализаторы на приборной панели автомобиля, а также выбрать рациональное расстояние между отдельными приборами, проведены исследования.

В соответствии с поставленной задачей на основании статистических данных по щиткам приборов отечественных и зарубежных автомобилей аналогичного класса были отобраны четыре варианта размещения контрольно-измерительных приборов на щитке, которые и сравнивались при исследованиях. Варианты отличались рядностью расположения приборов (одно-рядное, двухрядное) и их положением относительно спидометра. В состав щитка (рис. 1) входили приборы, применение которых обязательно: спидометр  $СП$ , указатель давления масла в двигателе  $M$ , указатель температуры охлаждающей жидкости  $B$ , указатель уровня топлива  $T$ , амперметр  $A$ .

Сравнительная оценка выбранных вариантов осуществлялась по читаемости, характеризующейся точностью различения показаний приборов в ограниченный отрезок времени.

При проведении экспериментов использована методика, в основе которой лежит предъявление информации группе испытуемых людей на специальной установке, называемой тахистоскопом. Используемый тахистоскоп типа «падающая шторка» позволял в течение кратких и точно регулируемых промежутков времени предъявлять для считывания информации исследуемые объекты.

Сущность методики состоит в следующем. При лимитированном времени считывания показаний комплекса приборов испытуемый допускает ошибки, характеризующиеся как потеря информации. Предполагается, что при неограниченном времени наблюдения испытуемый не будет допускать ошибок. Тогда чем меньше время процесса считывания, тем большей потерей информации он сопровождается. Степень увеличения потери информации при неизменном времени экспозиции зависит от

особенностей исследуемых объектов, в данном случае от способа размещения приборов на приборной панели. Это означает, что при различных вариантах размещения приборов на панели и одном и том же времени считывания будет разная величина потери информации. Вариант, обеспечивающий наименьшую потерю информации, предпочтительнее.

В экспериментах особое внимание уделялось отбору и тренировке испытуемых, так как результаты тахистоскопических испытаний в значительной степени зависят от правильности выбора испытуемых. Поскольку в качестве критерия для сравнения вариантов расположения приборов на приборной панели используется деятельность испытуемых, очень важно, чтобы их свойства по приему информации были стабильными [1 и 2]. Стационарность методики проведения экспериментов достигалась тем, что все эксперименты проводились по одинаковым программам, в которых также были постоянными длительность интервалов между предъявлениями, общая продолжительность эксперимента, перерывы между экспериментами и т. д.

Эксперименты проводились в следующем порядке. Приборная панель устанавливалась в центре окна тахистоскопа. Испытуемый располагался перед окном тахистоскопа так, чтобы расстояние от центра панели до его глаз составляло 75 см. В исходном состоянии приборная панель закрыта шторкой тахистоскопа. Экспериментатор, установив показания четырех приборов (спидометр в считывании не участвовал) в соответствии с программой, подавал команду на считывание. Испыту-

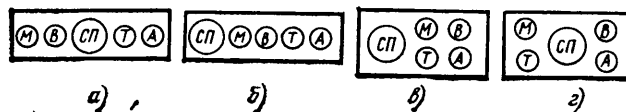


Рис. 1. Варианты компоновки приборов на панели

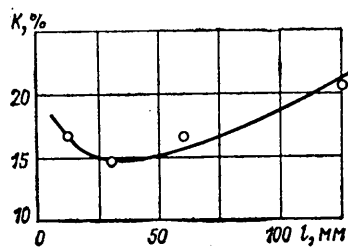


Рис. 2. Влияние плотности размещения приборов на точность считывания информации

емый, приняв команду, нажимал на пусковую кнопку, находящуюся у него в руках. При этом падала нижняя шторка, открывая панель для считывания. По истечении времени экспозиции, которое составляло 0,6 с, автоматически падала верхняя шторка и закрывала исследуемую панель. Испытуемый устно сообщал результаты считывания, которые заносились в журнал.

В процессе эксперимента испытуемому предъявлялось два типа показаний приборов: один тип, соответствующий нормальному режиму контролируемой системы, а второй тип — аварийному. От испытуемого требовался ответ в форме «да—нет». При этом он называл только приборы, показывающие аварийное состояние системы. Неправильное считывание одного прибора считалось за одну ошибку.

Каждый испытуемый участвовал в 720 экспериментах по каждому из исследуемых вариантов приборной панели.

По результатам проведенных исследований была построена гистограмма, характеризующая зависимость числа ошибок  $K$  при считывании показаний в % от способа размещения приборов на приборной панели. Анализ полученных данных показал, что наилучшей читаемостью ( $K=4,3\%$ ) обладает панель с однопрядным расположением приборов, где они попарно разграничены спидометром (рис. 1, а). Следующим по читаемости ( $K=8,3\%$ ) идет вариант (рис. 1, б), где все четыре прибора расположены в один ряд справа от спидометра. Далее идет вариант ( $K=12,4\%$ ), где приборы размещены с одной стороны от спидометра (в исследуемом варианте приборы смещены вправо — рис. 1, в). Вариант, где приборы размещены попарно в два ряда симметрично относительно спидометра (рис. 1, г), обладает наиболее низкой читаемостью ( $K=17,9\%$ ), что можно отнести за счет увеличения зрительных маршрутов при считывании информации.

При создании рациональных приборных панелей немаловажным является параметр, характеризующий расстояние между отдельными приборами. В настоящее время на различных автомобилях это расстояние значительно варьируется. Определенное влияние на плотность размещения приборов оказывает наличие свободной площади на приборной панели, общее количество приборов и их размер.

Чтобы экспериментально исследовать, как влияет плотность размещения приборов на точность считывания информации, идентичные приборы с наружным диаметром корпуса 60 мм (указатель температуры охлаждающей жидкости) размещались на макетах приборной панели в два ряда, по три прибора в каждом ряду. Каждый из четырех вариантов компоновки отличался только расстоянием между приборами, которое в горизонтальном и вертикальном направлениях составляло 12, 30, 60 и 125 мм.

Исследование читаемости указанных четырех вариантов проводилось по изложенной методике. Вероятность появления аварийного значения у всех приборов была одинаковой. Время экспозиции задавалось равным 0,8 с. Расстояние от центра приборной панели до глаз испытуемого составляло 75 см.

При проведении этой серии испытаний каждый из трех испытуемых участвовал в 120 экспериментах по каждому из исследуемых вариантов.

На рис. 2 представлены результаты испытаний в виде зависимости числа ошибок  $K$  при считывании информации с приборных панелей от расстояния  $l$  между приборами. Наилучшая читаемость обеспечивается при расстоянии между приборами  $l \approx 30$  мм. Величина  $l$ , характеризующая плотность размещения приборов, представляет собой кратчайшее расстояние между корпусами соседних приборов. Отклонение от указанной величины как в большую, так и в меньшую сторону приводит к увеличению числа ошибочных считываний информации, передаваемой приборами.

Очень важно, как размещены на панели приборов световые сигнализаторы в поле зрения водителя. Статистика показывает, что создание современных грузовых автомобилей сопровождается ростом числа средств информации, располагаемых на приборной панели перед водителем. Так, если на первых отечественных автомобилях это число не превышало 3, то на автомобилях Камского автозавода количество средств информации, располагаемых на панели приборов, составляет более 20. При этом значительная роль отводится средствам информации, выполненным в виде световых сигнализаторов. В связи

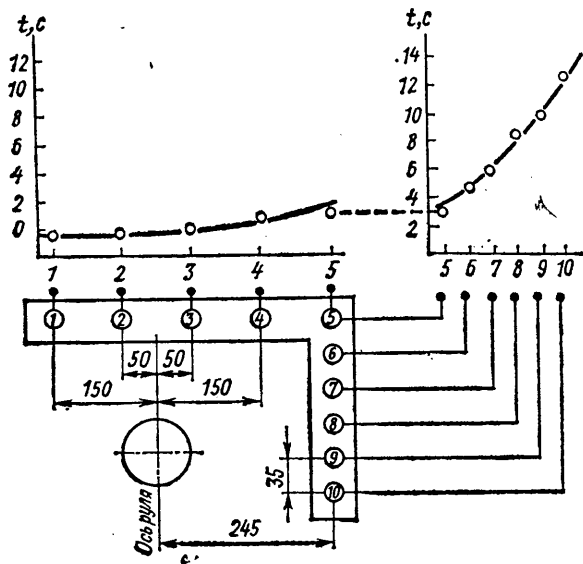


Рис. 3. Влияние места расположения светового сигнализатора панели приборов на время ответной реакции водителя

с этим при создании панелей приборов разработчики часто сталкиваются с вопросом, где целесообразней размещать световые сигнализаторы, чтобы их информационные свойства проявлялись наиболее эффективно.

Для получения экспериментальных данных были проведены исследования по методике, в основе которой лежит предъявление информации на тренажере. Перед испытуемым на приборной панели тренажера в горизонтальном и вертикальном направлениях располагались однотипные сигнализаторы со светофильтрами красного цвета, световой режим которых поддерживался постоянным. При восприятии светового сигнала периферийным зрением с увеличением угла, под которым находится сигнализатор относительно глаз испытуемого, увеличивалось время его обнаружения. Предпочтительным считается такое место расположения сигнализатора, где время его обнаружения наименьшее.

Учитывая, что время обнаружения сигнала и принятия водителем соответствующих мер является определяющим с точки зрения безопасности движения, в качестве оценочного критерия принято время ответной реакции. Под временем ответной реакции имеется в виду отрезок времени от загорания светового сигнализатора до его обнаружения и включения водителем специального коммутатора.

Использованный в эксперименте тренажер состоял из бесконечной ленты дороги с электроприводом, устройства, позволяющего изменять скорость движения дорожного полотна, и органов управления моделью автомобиля. Тренажер спроектирован с применением метода подобия, что позволяет проводить аналогию между отдельными параметрами движения макета автомобиля на стенде и реального автомобиля в дорожных условиях [3].

В процессе эксперимента испытуемый вел макет автомобиля по заданному маршруту со скоростью, соответствующей скорости в реальных условиях — 60 км/ч. Помимо управления автомобилем испытуемый в случае обнаружения сигнала светового сигнализатора включал специальный коммутатор на рулевом колесе и месте расположения включателя звукового сигнала. Одновременно с включением коммутатора звучал зуммер и отключался электросекундомер, фиксирующий время ответной реакции.

Исследование проводилось с группой испытуемых в составе шести человек. Каждый испытуемый участвовал в сорока экспериментах.

Полученные данные позволили оценить характер изменения времени обнаружения светового сигнала в зависимости от его расположения на панели приборов. Результаты эксперимента представлены на рис. 3, из которого видно, что световые сигналы целесообразно располагать на панели приборов в той зоне, где время  $t$  ответной реакции на их сигналы наименьшее.

Таким образом, в результате проведенных экспериментов выявлено, что способ компоновки контрольно-измерительных приборов на панели автомобиля влияет на точность считывания информации. Для приборного комплекта, включающего спидометр, указатель давления масла, указатель температуры охлаждающей жидкости, указатель уровня топлива и амперметр, рациональным является однопрядное размещение приборов со спидометром в центре.



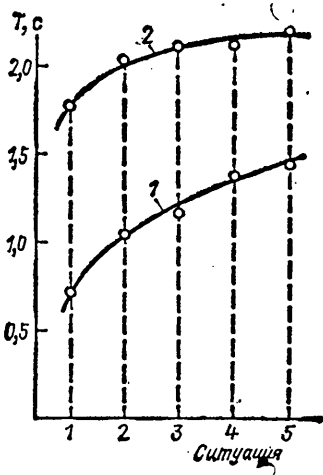


Рис. 4. Результаты сравнительной оценки читаемости панели приборов со светосигнальными индикаторами матричного типа и панели с приборами, имеющими стрелочные указатели:  
1-5 — считываемые ситуации; 1 — «Норма» на шести приборах; 2 — «Аварийно» на одном приборе; 3 — «Аварийно» на двух приборах; 4 — «Аварийно» на трех приборах; 5 — «Аварийно» на четырех приборах

Изменение расстояния между приборами на автомобильной приборной панели сопровождается изменением точности считывания приборной информации.

Наименьшая величина ошибки при считывании панели, состоящей из шести одинаковых приборов с диаметром корпуса 60 мм, соответствует расстоянию между приборами 30 мм.

Место расположения светового сигнализатора существенно влияет на восприятие передаваемой им информации. Световые сигнализаторы целесообразно размещать в горизонтальном направлении в верхней части приборной панели.

Результаты настоящих исследований легли в основу ряда положений руководящих технических материалов «Автомобили грузовые. Номенклатура и размещение контрольно-измерительных приборов и сигнализаторов», выпущенных НАМИ.

Описанные эксперименты были выполнены со стрелочными приборами. Однако в последнее время все большее внимание специалистов привлекают приборные панели, где в качестве источников информации применяются различные светосигнальные элементы. Такие панели имеют определенные преимущества, одно из которых состоит в компактности их информационной части. Это немаловажный фактор, так как при создании панелей приборов большие трудности вызывает обеспечение хорошей видимости всех контрольно-измерительных приборов и сигнализаторов с рабочего места водителя.

Для оценки читаемости одного из вариантов панели приборов, состоящей из комплекса светосигнальных устройств, были проведены сравнительные испытания. Испытаниям подвергались две приборные панели, одна из которых была выполнена в габаритах комбинации приборов КП-III и состояла из шести приборов со стрелочными указателями. Информативная часть другой панели приборов была выполнена в виде табло со светосигнальными индикаторами матричного типа. Табло имело шесть вертикальных рядов по числу контролируемых систем и в каждом ряду по три светосигнальные ячейки. Состояние каждой системы, кроме указателя уровня топлива, оценивается по пяти уровням, а именно: нормальное состояние; внимание (верхний предел); аварийно (верхний предел); внимание (нижний предел); аварийно (нижний предел). Наличие топлива в баке оценивается по четырем уровням: два уровня — нормальное состояние, один уровень — внимание и один уровень — отсутствие топлива в баке.

Крайние световые ячейки вертикальных рядов несут информацию о состоянии контролируемой системы по двум уровням. Первый уровень — внимание. При этом световая ячейка излучает с частотой 1,5 Гц сигнал оранжевого цвета. Второго уровня — аварийно. В этом режиме подается постоянный сигнал

того же цвета. Для указателя уровня топлива оценку по двум уровням несет только нижняя ячейка.

Лицевая часть светосигнального индикатора (табло) выполнена из органического стекла и, кроме световых ячеек, закрашена черным пигментом. Каждый вертикальный ряд, как несущий информацию о состоянии одной из систем, имеет соответствующее условное обозначение. Мнемонизображения нанесены на верхней и нижней ячейках каждого вертикального ряда краской белого цвета.

Исследование читаемости указанных панелей приборов проводилось по описанной методике. Отличие состояло в том, что оценка проводилась не по потере информации (числу ошибочных считываний за лимитированный отрезок времени), а по времени  $T$ , необходимому для безошибочного считывания информации. Величину экспозиции задавали сами испытуемые с помощью коммутатора, управляющего работой шторного устройства тахистоскопа. В испытаниях участвовало пять человек, всего было проведено 380 экспериментов. Исследование проводилось при одном световом режиме. Вопрос о влиянии светового режима на читаемость приборной панели со светосигнальными индикаторами матричного типа требует проведения специальных исследований.

Полученные данные позволили сравнить время, необходимое для безошибочного считывания информации с приборных панелей указанных типов (рис. 4). При рассмотрении результатов анализировалось время, необходимое для безошибочного считывания информации в зависимости от ситуации на приборной панели. При анализе рассматривались следующие ситуации: «Норма» — все контролируемые системы функционируют нормально; «Аварийно» на одной из контролируемых систем, двух, трех и четырех системах.

Анализ показал, что время считывания информации с приборной панели матричного типа (кривая 1 на рис. 4) значительно меньше по сравнению со временем считывания с приборной панели, имеющей приборы со стрелочными указателями (кривая 2). Вместе с тем разница во времени считывания не остается постоянной, а изменяется в зависимости от считываемой ситуации. Наибольшая разница во времени считывания относится к информации, соответствующей нормальному функционированию всех систем. Это может быть объяснено тем, что матричная светосигнальная панель сводит к минимуму время, затрачиваемое на поиск, и, как следствие, уменьшает общее время считывания. При нормальном состоянии всех приборов это проявляется особенно ярко, так как указанное состояние систем характеризуется наличием на табло светящейся линии зеленого цвета. При увеличении числа аварийных ситуаций разница во времени считывания показаний с приборных панелей указанных типов уменьшается при сохранении преимуществ светосигнальных индикаторов. Такое изменение во времени считывания панели матричного типа может быть объяснено увеличением времени, затрачиваемого на поиск.

Таким образом, исследование читаемости приборных панелей двух типов, состоящих из шести приборов, показало, что для сокращения времени, на которое водитель отвлекается от дороги для считывания контрольных приборов, надо применять приборные панели, у которых информативная часть выполнена в виде матричного светосигнального индикатора.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мейстер Д., Рабидо Дж. Инженерно-психологическая оценка при разработке систем управления. М., Советское радио, 1970.
2. Зинченко А. П., Панова Д. Ю. — В кн.: Инженерная психология. Под ред. А. Н. Леонтьева, М., МГУ, 1964.
3. Игнатов А. И., Иларионов В. А., Кошелев М. В., Мишурин В. М. Обучение на автомобильных тренажерах. М., ДОСААФ, 1977.

## Исследование скоростных свойств и топливной экономичности автобусов при эксплуатации на магистралях

Канд. техн. наук А. А. ТОКАРЕВ, Э. И. НАРКЕВИЧ,  
канд. техн. наук О. З. ШУР, В. А. КОРАБЛЕВ, И. В. СМЕРНОВ  
Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ПРОВЕДЕНЫ экспериментально-расчетные исследования по выбору оптимальных параметров трансмиссии и мощности двигателя перспективных автобусов, предназначенных для междугородных перевозок.

С целью получения соответствующих количественных данных по влиянию дорожных и других условий эксплуатации на тяговые режимы работы агрегатов, расход топлива и средние скорости движения проведены специальные исследова-

ния на участках магистральных дорог, типичных для условий эксплуатации данных автобусов, а именно: на Ярославском, Ленинградском, Минском и Симферопольском шоссе. Режимометрирование осуществлялось при помощи регистрирующей электронной аппаратуры «Оно Сокки» (Япония); включающей в себя анализаторы режимов работы трансмиссии и скорости автомобиля, которые позволяют осуществлять подсчет числа включений каждой передачи и пройденный на них путь, пути,



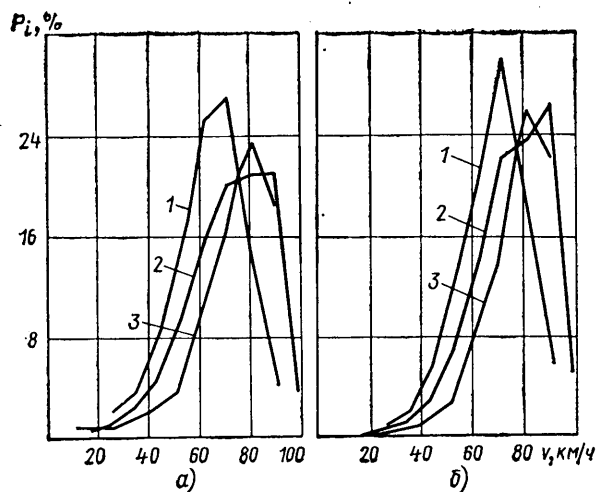


Рис. 1. Распределение скорости по времени и пути движения автобуса с дизелем

времени и расхода топлива в зависимости от скорости движения в диапазоне от 0 до 110 км/ч. через каждые 10 км/ч. Кроме того, при помощи комплекта аппаратуры с магнитной записью была проведена регистрация параметров продольного профиля дорог и скоростных режимов движения междугородных автобусов в реальных условиях эксплуатации. Статистические данные обрабатывались на ЭВМ «Днепр-1».

Испытания проводили на автобусах ЛАЗ-699Д с дизелем и ПАЗ-672 с карбюраторным двигателем. Результаты испытаний по типовым участкам дорог приведены в таблице.

Результаты испытаний показали, что средняя скорость движения автобусов составляет 62,8—78,3 км/ч. Наименьшая скорость получена на Ярославском и Симферопольском шоссе для автобусов как с дизелем, так и с карбюраторным двигателем, что можно объяснить более высокой интенсивностью движения на этих дорогах. Средние расходы топлива автобуса с дизелем составляют 24—26,5 л/100 км, а автобуса с карбюраторным двигателем — 33,6—38,6 л/100 км. Количество включений передач незначительно — 10—40 переключений на 100 км пути. Среднее передаточное число трансмиссии изменяется в малых пределах: у автобуса с дизелем от 5,13 до 5,32, у автобуса с карбюраторным двигателем от 6,86 до 7,00. На высшей передаче автобусы прошли 90—99% общего пути и времени, а на предшествующей ей ступени — 0,5—9,0%.

Статистические характеристики распределения скорости движения по времени (а) и пути (б) для автобуса с дизелем на выбранных магистралях приведены на рис. 1. Максимальная плотность распределения характерна для скорости движения 70 км/ч по Ярославскому (кривая 1) и 80 км/ч по Ленинградскому (кривая 2) и Минскому (кривая 3) шоссе.

Полученные результаты подтверждают принятые в методике расчетных исследований [1] автополигона закономерности распределения нагрузочных и скоростных режимов движения и могут быть использованы для сравнения с расчетными данными.

На дорогах автополигона экспериментально определяли характеристики динамической системы автомобиль — дорога для получения математической модели движения автобуса и оценки достоверности математического моделирования по методике автополигона [2].

Отладку расчетной модели движения автобуса по маршрутам проводили на основании данных, полученных на указанных типичных участках дорог и дорогах автополигона.

Расчетное исследование скоростных свойств и топливной экономичности междугородных автобусов при различных заданных номинальных мощностях и передаточных числах трансмиссии  $i_0$  и  $i_k$  проводили на ЭВМ «Днепр-1» по методике автополигона [2].

Расчетный маршрут представляет собой условный (типизированный) маршрут длиной 50 км с заданными оценками статистических характеристик продольного профиля, определенными в результате статистической обработки полученных при испытаниях автомобилей характеристик магистральных дорог. Он задавался в виде таблицы синусов угла наклона продольного профиля с интервалом по пути через 100 м.

Скоростные режимы движения автобусов на магистралях с нулевым и отрицательным уклонами задавались графиком скоростей, который определялся из экспериментальных данных. График представляет собой таблицу допустимых скоростей движения (интервал по пути через 100 м), которые определены в результате статистической обработки полученных при испытаниях автобусов данных текущей скорости движения на испытательных маршрутах. При движении автобуса на уклонах с положительным углом наклона продольного профиля ограничение скорости не задавалось. Общее ограничение на всем маршруте заключалось в назначении максимально допустимой скорости 90 км/ч. Такой подход позволяет учесть встречающиеся в условиях эксплуатации помехи движению (дорожные знаки, движение в колонне, встречный поток и др.) и в то же время увеличение полос для движения на подъемах.

Для оптимизации мощности двигателя и параметров трансмиссии при разработке перспективных конструкций автобусов применен комплексный принцип исследований, позволяющий одновременно выбирать мощность двигателя, общие передаточные числа трансмиссии на каждой ступени, диапазон трансмиссии, плотность ряда и передаточное число главной передачи [3].

Расчетное исследование проводили для междугородного автобуса вместимостью 41 человек, оборудованного дизелем и карбюраторным двигателем разной мощности с различными передаточными числами трансмиссии. Исследования проводились как для геометрического ряда передаточных чисел, так и для гиперболического [4].

При расчете за основу была взята пятиступенчатая коробка передач, передаточные числа которой определялись исходя из задаваемой номинальной скорости на высшей ступени, типа ряда и номинальной скорости на низшей передаче. Передаточные числа трансмиссии рассчитывали в соответствии с работами [4 и 5].

Передаточное число на первой передаче выбиралось исходя из соотношения мощности двигателя и затрат мощности на сопротивление движению автобуса при преодолении подъема в 20% в соответствии с требованиями ГОСТ 20774—75. Передаточное число на высшей передаче определялось исходя из заданной номинальной скорости  $v_{ном(в)}$  по формуле

$$i_b = \frac{0,377 n_{ном} r_k}{v_{ном(в)}},$$

где  $n_{ном}$  — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя в об/мин;

$r_k$  — радиус качения колеса в мм.

Выбор оптимальных значений мощности двигателя и параметров трансмиссии осуществлялся по так называемым комплексным показателям, разработанным на автополигоне, в частности, по коэффициенту эффективности работы автомобиля [6]. Оптимальную величину исследуемого параметра получают при наибольшем его значении.

В результате расчетов на ЭВМ получены параметры движения автобусов и режимы работы агрегатов трансмиссии при различных номинальных мощностях двигателей и передаточных числах трансмиссии. Анализ расчетов показал, что для каждой мощности двигателя существуют определенные значения номинальной скорости на высшей передаче и соответственно передаточных чисел трансмиссии, при которых наиболее эффективно используется энергия топлива. Благодаря этим оптимальным значениям двигатель и трансмиссия работают менее напряженно.

На рис. 2 и 3 представлены графики, выражающие изменение параметров движения автобуса в зависимости от мощности

Шоссе	Модель автобуса	Длина маршрута в км	Средняя скорость в км/ч	Средний расход топлива в л/100 км	Количество включений передач на 100 км пути	Среднее передаточное число	Путь в %, пройденный на передачах				
							I	II	III	IV	V
Ярославское . . . . .	ЛАЗ-699Д	170	61,8	23,9	38,5	5,32	—	0,09	1,2	8,9	89,81
	ПАЗ-672	180	62,8	34,0	22,1	7,0	—	0,011	3,59	96,4	—
Ленинградское . . . . .	ЛАЗ-699Д	610	72,2	24,8	24,1	5,22	—	0,14	0,44	6,47	92,98
	ПАЗ-672	300	78,3	38,6	9,0	6,86	—	—	0,5	99,5	—
Минское . . . . .	ЛАЗ-699Д	664	73,3	26,5	—	5,13	—	0,1	0,2	2,5	97,2
	ПАЗ-672	300	63,9	33,6	22,6	6,98	—	0,18	2,58	97,24	—

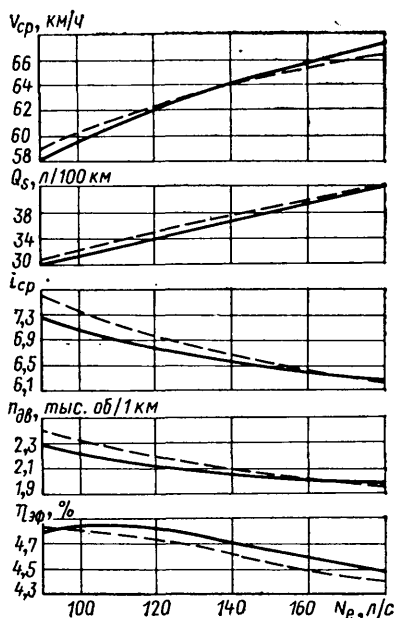


Рис. 2. Параметры движения автобуса с дизелем разной мощности (сплошные линии — геометрический ряд передаточных чисел трансмиссии; штриховые — гиперболический ряд передаточных чисел трансмиссии)

двигателя и ряда передаточных чисел трансмиссии. Для автобуса с дизелем при одинаковой мощности трансмиссия с гиперболическим рядом передаточных чисел по сравнению с трансмиссией с геометрическим позволяет получить более высокую среднюю скорость движения  $v_{cp}$ . Трансмиссия с геометрическим рядом передаточных чисел обеспечивает более высокую топливную экономичность  $Q_s$  за

счет меньшей частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_{дв}$  на 1 км пути. С точки зрения эффективности использования энергии топлива предпочтительнее геометрический ряд передаточных чисел трансмиссии, который обеспечивает несколько большие значения  $\eta_{эф}$ . Это объясняется тем, что при более плотном ряде передаточных чисел трансмиссии двигатель работает в зоне высоких частот вращения коленчатого вала, при которых эффективный расход топлива выше минимального.

Однако при более плотном ряде передаточных чисел трансмиссии можно применять двигатель с несколько меньшей мощностью, когда значения коэффициента эффективности работы автомобиля одинаковы.

Для эксплуатации автобуса с дизелем на магистралях наиболее экономичной в народном хозяйстве является удельная мощность автобуса 7,7—8,4 л.с./т. При этом средняя скорость автобуса с такой удельной мощностью по сравнению со средней скоростью автобуса с двигателем удельной мощностью 13,8 л.с./т (серийный вариант) снизится примерно на 6,5—7,0%, а топливная экономичность повысится на 18—19%.

Для автобуса с карбюраторным двигателем при работе на магистралях наиболее выгодна удельная мощность 7,0—7,7 л.с./т. Можно полагать, что по сравнению с серийным автобусом ( $N_{уд}=13,8$  л.с./т) средняя скорость его движения снизится на 7,7—9,0%, но топливная экономичность повысится примерно на 21—23%.

Однако при таких оптимальных значениях удельной мощности автобусов как с дизелем, так и с карбюраторным двигателем значительно снижается интенсивность разгона, а максимальная скорость будет ниже 100 км/ч. Это не соответствует требованию ГОСТ 20774—75, согласно которому максимальная скорость автобуса при эксплуатации на магистрали должна быть не менее 100 км/ч. Учитывая это и исходя из эксперимен-

тально-расчетных данных, можно рекомендовать удельную мощность двигателя 10—11 л.с./т:

1) для автобусов с дизелем и трансмиссией прогрессивной плотности ряда (гиперболический и гармонический ряд) при  $i_0=5,75$  и  $i_k=7,01$  — 2,33—1,39—1,0—0,845;

2) для автобусов с дизелем и трансмиссией с геометрическим рядом при  $i_0=4,895$  и  $i_k=8,22$  — 4,86 — 2,87 — 1,69 — 1,0;

3) для автобусов с карбюраторным двигателем и трансмиссией с прогрессивной плотностью ряда при  $i_0=5,58$  и  $i_k=8,79$  — 2,98 — 1,8 — 1,29 — 1,0;

4) для автобусов с карбюраторным двигателем и трансмиссией с геометрическим рядом при  $i_0=6,24$  и  $i_k=7,87$  — 4,69 — 2,8 — 1,67 — 1,0.

Используя указанные рекомендации по удельной мощности и передаточным числам трансмиссии, можно получить значительный экономический эффект в народном хозяйстве.

Проведенные исследования показали, что интенсивность разгона не оказывает существенного влияния на среднюю скорость автобусов (автомобилей) при эксплуатации их на магистралях, в связи с чем не может служить показателем эффективности автомобиля, особенно в тех случаях, когда достигается за счет высокой мощности двигателя. Высокая эффективность работы автомобиля может быть достигнута только при обеспечении оптимальных соотношений его массы и мощности двигателя, а также соответствующего подбора передаточных чисел трансмиссии с учетом условий эксплуатации. Такой принцип выбора параметров позволит получить значительный экономический эффект при эксплуатации автомобилей в народном хозяйстве и существенную экономию энергетических ресурсов страны.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Храмов Ю. В. и др. Применение ЭВМ для расчетов движения автомобилей в типизированных условиях эксплуатации. М., 1977, с. 70.
2. Храмов Ю. В. и др. Математическое моделирование движения автомобиля по дорогам с усовершенствованным покрытием. М., 1973, с. 63.
3. Токарев А. А. и др. — Автомобильная промышленность, 1978, № 4.
4. Токарев А. А. — Автомобильная промышленность, 1975, № 9.
5. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., с. 239.
6. Наркевич Э. И., Токарев А. А. — Автомобильная промышленность, 1978, № 5.

## СОЮЗКНИГА ПРЕДЛАГАЕТ СПЕЦИАЛИСТАМ, ЗАНИМАЮЩИМСЯ ПРОЕКТИРОВАНИЕМ И ДОВОДКОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ, НОВУЮ КНИГУ

Вихерт М. М., Мазинг М. В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей. Конструкция и параметры. — М.: Машиностроение, 1978. — 176 с., ил. — 60 к.

В книге изложен конструкторско-экспериментальный анализ топливной аппаратуры современных автомобильных дизелей отечественного и зарубежного производства; освещены вопросы выбора параметров и расчета основных деталей топливных насосов и форсунок, взаимосвязи параметров аппаратуры и дизелей с различными способами смесесбразования; рассмотрены упругие деформации деталей и их влияние на процесс топливоподдачи.

Эту книгу можно приобрести в местных магазинах, распространяющих научно-техническую литературу. В случае отсутствия ее на местах заказы следует направлять по адресу: 103031, Москва, К-31, ул. Петровка, 15, магазин № 8, отдел «Книга — почтой».

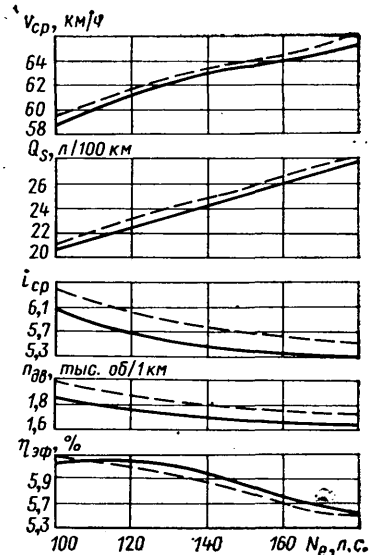


Рис. 3. Параметры движения автобуса с карбюраторным двигателем разной мощности (обозначения те же, что на рис. 2)

## Точность профилирования основной окружности кулачков распределительных валиков

А. В. ЛУЦЕВИЧ

Опытно-конструкторское бюро шлифовальных станков

**Ф**ИНИШНАЯ обработка кулачков распределительных валиков двигателей внутреннего сгорания и топливных насосов осуществляется на механических копировально-шлифовальных станках-автоматах так называемым методом обратного копирования.

Схема обратного копирования кулачков распределительного валика на механическом автомате типа ХШЗ-01 показана на рис. 1, а.

На первом этапе эталонный кулачок 1 распределительного валика, изготовленный с высокой точностью, устанавливают в центрах передней и задней бабок механического автомата. Эти бабки смонтированы на столе 2, горизонтальная ось 3 качания которого параллельна оси 4 установочных центров. Со шпинделя 5 бабки 6 снимают шлифовальный круг и на его месте закрепляют стальную шайбу 7, равную кругу по диаметру. Взаимодействующий с рабочим копиром станка-автомата ролик удаляют и на станине устанавливают шлифовальную головку с кругом 8. Этот круг соосен с удаленным роликом, равен ему по диаметру и имеет такое же осевое расположение. В подшипниках стола 2, соосных с установочными центрами, монтируют заготовку рабочего копира и приводят ее во вращение вместе с кулачком 1 вокруг оси 4 приводом передней бабки. Вращаясь, кулачок 1 взаимодействует с шайбой 7, обуславливая возвратно-качательное движение стола 2 вокруг оси 3. При этом круг 8 профилирует заготовку 9, придавая ей форму рабочего копира.

На втором этапе производят подготовку станка-автомата к работе с установкой шлифовального круга 10 на шпиндель 5 и ролика 11, взаимодействующего с рабочим копиром 12. На рис. 1, а круг 10, ролик 11 и копир 12 совмещены с шайбой 7, кругом 8 и заготовкой копира 9. В процессе шлифования распределительного валика на станке-автомате копир 12 вместе с изделием 13 (на схеме совмещенным с кулачком 1) вращается вокруг оси 4. Взаимодействие копира 12 с роликом 11 обуславливает такое же возвратно-качательное движение стола 2, как и взаимодействие эталонного кулачка с шайбой 7. В результате шлифовальный круг обрабатывает профиль кулачка распределительного валика 13. Формообразующее движение бабки 6 в пределах рабочего угла распределительного валика 13 обусловлено конфигурацией копира 12. Величина диаметра  $d_0$  валика 13 определяется положением упора, ограничивающего перемещение бабки 6 к изделию при снятии припуска.

Прогрессивным способом изготовления эталонных кулачков является шлифование их на станках с числовым программным управлением (ЧПУ). Этот способ в сравнении с лекальным обладает высокой производительностью, обеспечивает быстрое изготовление оснастки для переналадки механических автоматов на обработку новых изделий, позволяет компенсировать погрешности станков-автоматов коррекцией профиля эталонного кулачка.

К точности профиля кулачков эталонных и распределительных валиков на участке рабочего угла с переменным радиус-вектором предъявляются высокие требования. Мерой точности этого участка служит разность номинальных и фактических приращений радиус-вектора профиля кулачка или центра обкатывающего его контрольного ролика по отношению к радиусу основной окружности (затылка) кулачка. Допустимые отклонения эталонных кулачков здесь составляют 0,002—0,005 мм, кулачков распределительных валиков — до 0,015—0,05 мм. Основная окружность обрабатывается со значительно меньшей точностью, допустимая погрешность ее диаметра  $d_0$  обычно находится в пределах 0,05—0,15 мм. При наладке механического автомата погрешность диаметра  $d_0$  эталонного кулачка компенсируется регулировкой упора перемещения шлифовальной бабки в процессе снятия припуска, а результирующая погрешность диаметра  $d_0$  распределительного валика в указанных пределах удовлетворяет условиям его эксплуата-

ции. Между тем точность профилирования основной окружности кулачка существенно влияет на точность его профиля на участке рабочего угла, в связи с чем во многих случаях необходимо прибегать к специальным приемам шлифования эталонных кулачков на станках с ЧПУ и повышать технологическую точность обработки окружности кулачков распределительных валиков в сравнении с конструктивной.

Рассмотрим процесс изготовления эталонных кулачков на шлифовальном станке с ЧПУ. Кинематическая схема опытного образца станка с ЧПУ особо высокой точности модели 3192ФЗ для обработки эталонных кулачков показана на рис. 1, б. Обрабатываемый кулачок 1 устанавливается в центрах 2, 3 передней и задней бабок, закрепленных на столе 4. Шпиндель 5 установлен в гидростатических подшипниках корпуса передней бабки. Вместе с центром 2 этот шпиндель вращается по программе шаговым двигателем 6 с гидроусилителем момента 7. Вращение происходит через цилиндрический зубчатый редуктор 8 и червячную пару 9, 10 прецизионного исполнения. Шлифовальная бабка 11 перемещается к изделию и обратно по роликовым направляющим переходной плиты 12 в соответствии с программой. Это движение осуществляется синхронно с вращением шпинделя 5 при помощи шагового двигателя 13 с гидроусилителем 14 через редуктор 15 и прецизионную шариковую винтовую пару 16 с вращающимся винтом. В приводах использованы шаговые двигатели ШД-5Д1 и гидродвигатели Г-23, управление которыми осуществляется точным золотниковым устройством. Контурная двухкоординатная система ЧПУ модели ЭМ-907А с линейно-круговым интерполятором связывает в декартовой системе координат движение исполнительных узлов. Цена импульса системы ЧПУ по перемещению шлифовальной бабки 0,25 и 1 мкм, по вращению шпинделя передней бабки 0,0025 и 0,01°. Наибольшая частота воспроизведения программного контура системой ЧПУ равна 2 кГц. Программонесителем является кольцевая перфолента, вводимая в систему, при этом цикл ввода соответствует одному обороту изделия. Установочное движение бабки 11 и поперечная подача осуществляются ручным механизмом подачи, который перемещает плиту 12 с помощью дополнительной винтовой пары. Осевое установочное перемещение изделия производится столом 4. Станок позволяет обрабатывать кулачки с погрешностью 2—4 мкм при высоте микронеровностей поверхности 0,02—0,03 мкм.

Рассмотрим формообразование профиля эталонного кулачка и распределительного валика в полярной системе координат, вращающейся вместе с изделием. В связи с большим радиусом и малой длиной траектория  $tt$  движения оси 4 на рис. 1, а имеет малое искривление (0,01—0,03 мм), в дальнейшем будем ее считать прямолинейной. Это позволяет распространить данные анализа на работу механических и программных шлифовальных станков.

Схема формообразования профиля кулачка показана на рис. 2, где  $OM$  — координатная ось, неподвижная относительно профилируемого изделия и проходящая через ось  $O$  его вращения,  $a$  — геометрический профиль изделия с номинальными размерами. Инверсионная траектория  $b$  центра шлифовального круга станка с ЧПУ при обработке эталонного кулачка с профилем  $a$  эквидистантна ему с расстоянием, равным радиусу круга  $R_n$ . При наличии погрешности  $2\Delta_1$  диаметра  $d_0$  эталонного кулачка траектория  $c$  центра круга  $R_n$  при его обработке отстоит от траектории  $b$  на величину  $\Delta_1$  в направлении радиус-вектора. Профиль  $d$  такого кулачка эквидистантен траектории  $c$  с расстоянием  $R_n$ . При использовании этого кулачка для изготовления рабочего копира станка-автомата инверсионная траектория  $e$  его центра круга при обработке распределительного валика пройдет эквидистантно профилю  $d$  на расстоянии радиуса круга  $R_m$  этого станка. Очевидно, что профиль распределительного валика и в этом случае совпадает с профилем  $d$

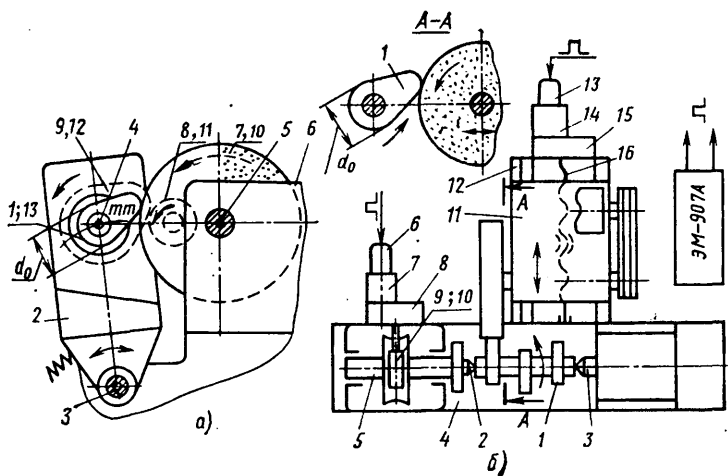


Рис. 1. Схема работы профилишлифовального станка: а — механического автомата; б — с программным управлением (вид в плане)

и будет также иметь погрешность  $2\Delta_1$  диаметра  $d_0$ . В действительности же в зависимости от регулировки упора перемещения шлифовальной бабки диаметр  $d_0$  распределительного валика может иметь погрешность  $2\Delta \neq 2\Delta_1$ . При его обработке траектория  $f$  центра круга  $R_M$  отстоит от траектории  $e$  по радиус-вектору на величину  $\Delta_2 = \Delta - \Delta_1$ . Соответственно профиль  $g$  распределительного валика эквидистантен траектории  $f$  и отстоит от нее на величину  $R_M$ . Кривая  $h$  эквидистантна профилю  $a$  и является траекторией центра круга  $R_M$  при шлифовании распределительного валика с номинальными размерами профиля кулачка.

Примем  $\Delta_1 > 0$ ,  $\Delta_2 < 0$ ,  $R_M > R_n$ .

Определим погрешность на рабочем участке профиля  $g$  распределительного валика. Выберем на участке рабочего угла профиля  $a$  произвольную точку  $A$ . Отложим точки  $B$ ,  $C$  положения центра круга  $R_n$  при обработке на станке с ЧПУ точек  $A$ ,  $D$  профилей  $a$ ,  $d$  эталонных кулачков, а также точки  $E$ ,  $F$  положения центра круга  $R_M$  при обработке на шлифовальном автомате точек  $D$ ,  $G$  профилей  $d$ ,  $g$  кулачков распределительного валика. При этом отрезки  $AB$ ,  $DE$ ,  $EF$  нормальны соответственно кривым  $a-b$ ,  $d-c-e$ ,  $f-g$ ;  $AB=DC=R_n$ ,  $DE=GF=R_M$ ,  $BC=\Delta_1$ ,  $FE=\Delta_2$ .

Спроектируем ломаную  $ABCDEFGF$  на нормаль  $NN$  к профилю  $a$  в точке  $A$  и обозначим через  $m_1$  сумму проекций отдельных ее отрезков. Тогда

$$m_1 = \Delta_1 \cos \alpha + \Delta_2 \cos \gamma + R_n (1 - \cos \beta) + R_M (\cos \beta - \cos \delta), \quad (1)$$

где  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\delta$  — углы между нормалью и отрезками ломаной линии.

Обозначим через  $r_n$ ,  $\varphi_n$ ,  $n \in [a, \dots, h]$  координаты точек  $A-H$  кривых  $a-h$ , через  $\mu_n$  — углы между радиус-вектором и касательной к этим кривым, через  $\varepsilon_n$  — углы между радиус-векторами в точке  $A$  и точках  $B-H$ . Тогда

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \mu_c; \quad \beta = \mu_c - \mu_b; \quad \gamma = \frac{\pi}{2} - \mu_b - \varepsilon_1;$$

$$\delta = \mu_f - \mu_b - \varepsilon_1; \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_e - \varepsilon_c; \quad \operatorname{tg} \mu_n = r_n / r'_n;$$

$$r'_n = \frac{\partial r_n}{\partial \varphi_n}.$$

Значения  $r_n$ ,  $\varphi_n$ ,  $\varepsilon_n$ ,  $n \in [b, \dots, f]$  определяются решением треугольников, показанных на рис. 2, через величины  $r_a$ ,  $r'_a$ , заданные формой профиля кулачка с номинальными размерами. При этом учитывается, что

$$r_c = r_b + \Delta_1; \quad \varphi_c = \varphi_b; \quad r_f = r_e + \Delta_2; \quad \varphi_f = \varphi_e.$$

Покажем, что сумма проекций  $m_1$  с высокой точностью определяет нормальную погрешность профиля  $g$  в точке  $I$  с угловой координатой  $\varphi$ . Спроектируем ломаную  $ABCDEFGF$  на касательную  $TT$  к профилю  $a$  в точке  $A$ .

Сумма проекций

$$m_2 = \Delta_1 \sin \alpha + \Delta_2 \sin \gamma - R_n \sin \beta + R_M (\sin \beta - \sin \gamma).$$

В связи со сложным характером зависимости углов  $\alpha$ ,  $\dots$ ,  $\delta$  от  $r_a$ ,  $\varphi_a$  разложим величину  $m_2$  в ряд по степеням  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  в об-

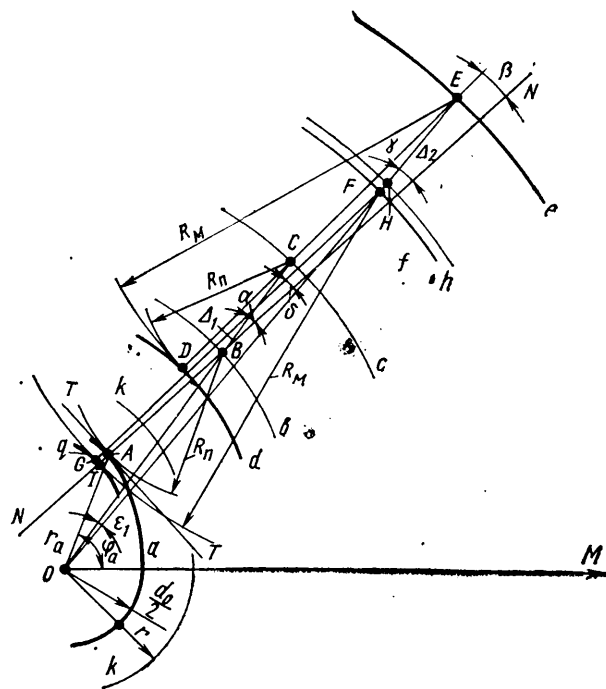


Рис. 2. Инверсионная схема обработки кулачка на копировально-шлифовальном станке

ласти их нулевых значений. Отбрасывая члены второго и более высокого порядка малости, получим

$$m_2 = \cos \mu_b \left( 1 - \frac{R_n}{\sqrt{r_b^2 + r_b'^2}} \right) \Delta_1 + \cos \mu_h \left( 1 - \frac{R_M}{\sqrt{r_h^2 + r_h'^2}} \right) \Delta_2,$$

где  $\mu_h = \mu_b + \varepsilon$ ;  $\varepsilon = \varepsilon_h - \varepsilon_b$ .

Оценка правомерности линеаризации величины  $m_2$  будет сделана далее.

Согласно рис. 2  $r_b > R_n$ ;  $r_h > R_M$ , поэтому

$$|m_2| \leq |\Delta_1 \cos \mu_b| + |\Delta_2 \cos \mu_h|.$$

Принимая для определенности, что  $\mu_h > \mu_b$ , запишем

$$|m_2| \leq (|\Delta_1| + |\Delta_2|) \cos \mu_b.$$

Легко показать, что  $|\mu_b|$  возрастает с увеличением  $R_n$ ,  $|\mu_a|$  и уменьшением  $r_a$ ,  $|r'_a|$ . Для оценки предельных значений

этих величин проведен статистический анализ формы профиля около 200 типоразмеров кулачков распределительных валиков, обрабатываемых на станках моделей ХШЗ-01, ХШЗ-02, ЗА433. Согласно интегральным функциям распределения вероятностей при использовании на станке с ЧПУ круга диаметром 500—600 мм для 95% типоразмеров профилей выполняются соотношения:

$$14,8 \text{ мм} \leq r_a \leq 76 \text{ мм}; \quad |r'_a| \leq 24,8 \text{ мм};$$

$$|r'_a| \leq 10,8 \text{ мм}; \quad \frac{\pi}{2} - |\mu_a| \leq 0,55.$$

В этой области параметров  $|\cos \mu_b| \leq 0,18$ . Полагая, что  $|\Delta_1| \leq 0,1$  мм и  $|\Delta_2| \leq 0,1$  мм, получим  $|m_2| \leq 0,036$  мм. Предельную разность  $\Delta \varphi$  координат точек  $G$ ,  $I$  определим неравенством

$$\Delta \varphi \leq \frac{\max |m_2|}{\min r_a} = \frac{0,036}{14,8} = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

Оценим изменение  $\Delta m_1$  величины  $m_1$  при изменении аргумента  $\varphi_a$  на  $\Delta \varphi$ . В связи со сложным характером зависимости  $m_1$  от  $\varphi_a$  проведем линеаризацию выражения (1) по  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  аналогичную для  $m_2$ . С точностью до остаточного члена второго порядка получим

$$m_1 = \Delta_1 \sin \mu_b + \Delta_2 \sin \mu_h. \quad (2)$$

Погрешность линеаризации оценим далее. Для оценки  $\Delta m_1$  используем зависимость

$$\Delta m_1 \approx \frac{\partial m_1}{\partial \varphi_a} \Delta \varphi,$$

где в соответствии с формулой (2)

$$\frac{\partial m_1}{\partial \varphi_a} = \Delta_1 \cos \mu_b \frac{\partial \mu_b}{\partial \varphi_a} + \Delta_2 \cos \mu_h \frac{\partial \mu_h}{\partial \varphi_a};$$

$$\frac{\partial \mu_{b,h}}{\partial \varphi_a} = \frac{r_{b,h}'^2 - r_{b,h} r_{b,h}''}{r_{b,h}^2 + r_{b,h}'^2} \frac{\partial \varphi_{b,h}}{\partial \varphi_a}.$$

Можно показать, что значения  $\left| \frac{\partial \mu_b}{\partial \varphi_a} \right|$ ,  $\left| \frac{\partial \mu_h}{\partial \varphi_a} \right|$  для приведенных выше параметров не превышают 4,1. Тогда

$$\frac{\partial m_1}{\partial \varphi_a} \leq 4,1 (|\Delta_1 \cos \mu_b| + |\Delta_2 \cos \mu_h|) \leq 4,1 \max |m_2| = 0,148 \text{ мм.}$$

Соответственно

$$\Delta m_1 \leq 0,148 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3} < 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

Таким образом, значения  $m_1$  в точках  $G, I$  практически совпадают, и формула (2) определяет нормальную погрешность профиля  $g$  в точке  $I$  с угловой координатой  $\varphi_i$ .

Очевидно, что нормальная погрешность траектории  $k$  центра контрольного ролика при контакте с точкой  $A$  также равна  $m_1$ . При обкатке профиля  $g$  радиус-вектор центра контрольного ролика  $r_\phi = r_k + m_3$  ( $r_k$  — его номинальное значение;  $m_3 = m_1 / \sin \mu_k$  — погрешность).

Приращение радиус-вектора  $r_\phi$  по отношению к радиусу  $r_{0\phi}$  начальной окружности центра контрольного ролика составит  $\Delta r_\phi = r_\phi - r_{0\phi} = \Delta r_k + m$  ( $\Delta r_k = r_k - r_0$  — номинальное приращение;  $r_0$  — номинальный радиус начальной окружности;  $m = m_3 - \Delta$  — погрешность профиля  $g$ ). После подстановки получим

$$m = \Delta_1 K_1 + \Delta_2 K_2; \quad K_1 = \frac{\sin \mu_b}{\sin \mu_k} - 1; \quad (3)$$

$$K_2 = \frac{\sin \mu_n}{\sin \mu_k} - 1,$$

$$\text{где } \mu_n = \mu_a + \varepsilon_n; \quad \sin \varepsilon_n = \frac{r_n}{R_n} \cos \mu_a;$$

$$\operatorname{tg} \mu_a = r_a / r'_a;$$

$$r_n = \sqrt{r_a^2 + R_n^2 + 2r_a R_n \sin \mu_a};$$

$$n \in [b, h, k]; \quad R_n = \begin{cases} R_n, & n = b; \\ r, & n = k; \\ R_m, & n = h. \end{cases}$$

Зависимости (3) служат для проверки погрешности профилей кулачков эталонных и распределительных валиков, а также для определения допустимых погрешностей диаметра основной окружности. Расчеты следует проводить для участков профиля с наименьшими значениями  $|\mu_a|$ , где величина  $m$  максимальная.

Погрешности, вносимые линеаризацией уравнений для  $m_1, m_2$ , оценивали на основе моделирования на электронно-цифровой вычислительной машине ЕС-1020 процесса формообразования профиля кулачка на профилишлифовальном станке. Программа составлена на алгоритмическом языке PL/I для наиболее распространенного случая задания профиля кулачка набором сопряженных дуг окружностей и прямых. Согласно анализу более 100 типоразмеров профилей такого типа погрешность зависимостей (3) не превышает  $0,2 \cdot 10^{-3}$  мм с вероятностью 95%. Это свидетельствует о правомерности введенных упрощений.

Проведем оценку погрешности величины  $m$  на основе статистического анализа значений коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$ . Данные такого анализа приведены на рис. 3 для указанных выше типоразмеров профилей кулачков. Кривые 1 соответствуют средним значениям  $K_1$  и  $K_2$ , вычисленным для различных значений  $R_n, R_m, r$ ; кривые 2 — значениям  $K_1$  и  $K_2$ , вероятность превысить которые составляет не более 5% согласно интегральным функциям распределения. Значения  $K_1$  и  $K_2$  совпадают при  $R_m = R_n$  и мало изменяются во всем диапазоне аргументов. Можно принять  $K = K_1 = K_2$ ;

$$m = K(\Delta_1 + \Delta_2). \quad (4)$$

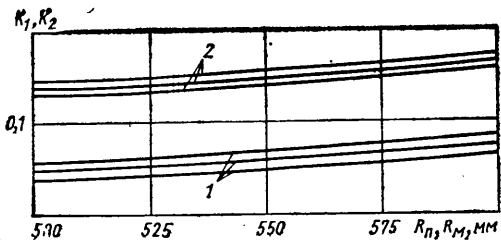


Рис. 3. Статистические характеристики коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$

В соответствии с формулой (4) допустимая погрешность  $[m_0]$  диаметра  $d_0$  не должна превышать

$$[m_0] = 2[\Delta_1 + \Delta_2] = \frac{2K_3[m]}{K}, \quad (5)$$

где  $[m]$  — допустимая погрешность профиля;

$K_3 = 0,15 \div 0,2$  — коэффициент, учитывающий снижение точности станка под действием других факторов, помимо рассмотренного.

В формулах (4) и (5) согласно рис. 3 среднее  $K = 0,07$ , наибольшее  $K_{0,95} = 0,16$ .

Согласно этим формулам при обработке эталонных кулачков даже с наименьшими из указанных допустимых отклонений диаметра погрешность профиля может достигать 0,005—0,006 мм и превышать допустимую. Величина  $[m_0]$  для прецизионных кулачков весьма мала: так,  $[m_0] = 0,006$  мм при  $[m] = 0,003$  мм,  $K_3 = 0,15$ .

Получение диаметра  $d_0$  с такой точностью приводит к необходимости его контроля во время работы станка и существенно усложняет шлифование. Как следует из формулы (5), погрешность профиля кулачка распределительного валика, обработанного на автомате, зависит только от суммарной погрешности  $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ . Это позволяет компенсировать влияние

значительной погрешности  $\Delta_1$  эталонного кулачка обратной по знаку погрешностью  $\Delta_2$  при наладке автомата, увеличивая погрешность диаметра  $d_0$  эталонных кулачков до 0,015—0,02 мм. Однако в таком случае контроль профиля эталонного кулачка следует проводить по таблице, составленной путем моделирования на ЭВМ процесса шлифования станка с ЧПУ, по программе движения шлифовальной бабки для номинального значения  $d_0$  и ее начального положения для фактического значения  $d_0$ , полученного при измерении. Программа такого моделирования составлена для ЭВМ ЕС-1020 и является частью тематического обеспечения станка с ЧПУ. Однако такой метод компенсации погрешности  $\Delta_1$  можно применить, если разность диаметров кругов программного и механического копировальных станков составляет не более 200 мм.

При обработке на механических автоматах точных распределительных валиков с допустимым отклонением профиля 0,015—0,02 мм технологическая точность диаметра  $d_0$  обычно превышает конструктивную. Например, при  $[m] = 0,015$  мм  $[m_0]$  может быть менее 0,03 мм. Это обстоятельство следует учитывать как при наладке шлифовальных автоматов, так и при назначении конструктивной точности элементов профиля кулачка.

В настоящее время наиболее распространен лекальный способ изготовления эталонных кулачков. При этом способе кулачок устанавливают на столе заточного станка в центрах прецизионной делительной головки; ось центров перпендикулярна оси шлифовального круга. Кругу придают тороидальную форму с помощью специального правильного прибора; радиус правки равен радиусу контрольного обкатывающего ролика. В процессе профилирования кулачок поворачивают с шагом по контрольной таблице, после чего поднимают или опускают стол станка на величину табличного приращения радиус-вектора центра контрольного ролика к радиусу начальной окружности. Затем производят строчное шлифование образующей кулачка, перемещая стол горизонтально в направлении оси центров. Огранку профиля, оставшуюся после шлифования, удаляют вручную. Контрольная таблица соответствует номинальным размерам профиля кулачка. Кинематически этот способ можно считать частным случаем обработки на станке с ЧПУ при  $R_n = r$ . Особенностью обработки является то, что  $r \ll R_m$ .

При лекальной обработке погрешность профиля эталонного кулачка, контролируемая роликом радиуса  $r$ , равна нулю для любых значений  $d_0$ . Это подтверждается также формулой (3), где в рассматриваемом случае  $\mu_b = \mu_k$ ;  $K_1 = 0$ ;  $m$  не зависит от  $\Delta_1$  и определяется величиной  $\Delta_2 = \Delta - \Delta_1$ . Наибольшая точность ( $m = 0$ ) достигается при  $\Delta = \Delta_1$ , т. е. при одинаковых раз-

мерах  $d_0$  кулачков эталонного и распределительного валика. Минимизация разности  $\Delta - \Delta_1$  путем наладки механического автомата при значительной величине  $\Delta_1$  приводит к погрешности  $\Delta$ , составляющей большую часть допуска на  $d_0$  кулачка распределительного валика. Наоборот, стремление приблизить наладкой этот размер к номинальному значению ( $\Delta=0$ ) приводит к большой величине  $\Delta_2$  и погрешности профиля кулачка распределительного валика на участке рабочего угла. Поэтому погрешность диаметра  $d_0$  эталонных кулачков при лекальной обработке не должна превышать 0,015–0,02 мм.

В проведенном анализе программа работы станка составлена для номинального диаметра шлифовального круга. Размерный износ круга в процессе правки вносит дополнительную погрешность. Автоматическая подналадка станка-автомата при правке компенсирует износ круга перемещением его к изделию на величину износа. Компенсация износа круга на станке с ЧПУ осуществляется получением заданного диаметра основной окружности. Можно считать, что при обработке основной окружности компенсация износа является достаточно полной, поэтому влиянием износа круга на погрешность диаметра  $d_0$  можно пренебрегать.

Для оценки погрешности на остальной части профиля, вносимой изменением радиуса круга на  $\Delta R$ , рассмотрим рис. 2. Например, для круга радиуса  $R_n$  изменению  $\Delta R = \Delta_1$  соответствует траектория  $s$  движения центра круга. Вносимая изменением радиуса  $\Delta R$  погрешность профиля

$$m_n = \frac{\Delta_1 - \Delta_1 \cos \alpha}{\sin \mu_k} = \frac{1 - \sin \mu_b}{\sin \mu_k} \Delta R.$$

Тогда размерный износ круга на диаметр

$$\Delta D = 2 \frac{\sin \mu_k}{1 - \sin \mu_b} m_n, \quad (6)$$

где  $\Delta D$  — диапазон изменения диаметра круга.

Если  $R_n \gg r_a$  и поле допуска погрешности симметричное, то из формулы (6) с высокой точностью следует

$$\Delta D \approx 8m_n \frac{\sin \mu_k}{\cos^2 \mu_a} (R_n/r_a)^2 \approx 2m_n \frac{\tan \mu_a}{\cos \mu_a} \left( \frac{D}{r_a} \right)^2, \quad (7)$$

где  $D$  — средний диаметр круга.

Формулы (6) и (7) позволяют оценить допустимый износ круга, когда вносимая погрешность является пренебрежимой как в общем балансе, так и по сравнению с погрешностью, определяемой ошибкой диаметра  $d_0$ . Например, при  $D=600$  мм,  $r_a=30$  мм,  $\mu_a=60^\circ$  для станка с ЧПУ можно принять  $m_n=0,001$  мм, тогда  $\Delta D=2,8$  мм. Для станка-автомата  $\Delta D=28$  мм при  $m_n=0,01$  мм. Дальнейшее увеличение  $\Delta D$  обычно обуславливает переход к новой программе обработки на станке с ЧПУ.

У станка-автомата ХШЗ-03 для этой цели служит двойной ряд копиров с автоматическим включением в работу одного из рядов в зависимости от износа круга.

Полученные аналитические зависимости подтверждены экспериментально при шлифовании на прецизионном станке с ЧПУ круглых эксцентриков с радиусом кривизны 20–40 мм и эксцентриситетом 7–15 мм. Материал эксцентриков — сталь ХВГ, HRC 55–60. Режимы чистового шлифования следующие: скорость резания  $v_k=35$  м/с, частота вращения изделия  $n_d=0,5$  об/мин, поперечная подача  $t=0,005$  мм/об с выхаживанием два оборота изделия, цена импульса поворота изделия  $0,01^\circ$ , перемещения шлифовальной бабки 0,001 мм. Погрешность профиля изделия контролировали путем записи на приборе «Талионд» круглограмм с погрешностью  $(0,1 \div 0,2) \times 10^{-3}$  мм. С учетом рекомендаций настоящего анализа проведено шлифование эталонных кулачков с параметрами профиля, близкими к среднестатистическим. Использовалась цена импульса поворота изделия  $0,0025^\circ$  и перемещения шлифовальной бабки 0,25 мкм, время одного оборота изделия на чистовом режиме 6–7 мин. Погрешность профиля обработанных кулачков не превышает 2–4 мкм, высота микронеровностей 0,03 мкм.

УДК 629.113:621.357

## Медные аноды с фосфором повышенного качества для блестящего меднения

В. А. ВОЛОТОВСКАЯ, Ю. А. НАГИБИН,  
В. А. ШЕЛАМОВ, В. Н. ЯНЧУК, Г. Н. ИВАНОВ

Научно-исследовательский институт  
автотракторных материалов

В НАСТОЯЩЕЕ время процесс блестящего меднения является первым и важнейшим этапом при нанесении многослойных декоративных коррозионно-стойких покрытий автомобильных деталей. Медь, обеспечивая прочное сцепление основного металла со слоями покрытия, имеет отрицательный потенциал по отношению к слою блестящего покрытия (никель) и задерживает развитие коррозии основного металла. Применение новых блескообразующих систем потребовало установления точ-

ных критериев оценки качества анодов и их влияния на процесс блестящего меднения.

Для разработки технических требований к медным анодам с фосфором применительно к современной технологии гальванопокрытий, существующей на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР и Автозаводе им. Ленинского комсомола, были изучены образцы медных анодов отечественного и зарубежного производства, химический состав которых приведен в таблице.

Аноды зарубежного и отечественного производства	Химический состав в %												
	Cu	P	Fe	Ag	Ni	As	Sb	Pb	Sn	S	Zn	O	Bi
ФРГ (Бласберг), Англия (Окси Интра)	99,96	0,03–0,06	<0,002	<0,0002	<0,006	<0,0015	—	—	—	—	—	—	—
Франция (Паркер) . . . . .	99,6	0,03–0,06	<0,002	<0,0013	<0,002	—	<0,0002	<0,002	<0,0005	—	—	—	0,0001
СССР . . . . .	99,9	0,03–0,06	<0,0035	Следы	<0,006	<0,002	—	—	—	—	—	—	—
ГОСТ 767–70 . . . . .	99,9	0,03–0,06	<0,005	<0,003	<0,002	<0,002	<0,002	<0,005	<0,002	<0,005	<0,005	<0,05	<0,001
ТУ 48-21-5045–73 (для Волжского Автозавода им. 50-летия СССР и Автозавода им. Ленинского комсомола) . . . . .	99,9	0,03–0,06	<0,005	<0,003	<0,002	<0,002	<0,002	<0,005	<0,002	<0,005	<0,005	<0,05	<0,001
ТУ 48-21-499–75 (для Горьковского автозавода) . . . . .	99,9	0,005	<0,005	<0,003	<0,002	<0,002	<0,002	<0,005	<0,002	<0,002	<0,005	<0,005	<0,001
Специальные ТУ ВАЗ: опытная партия . . . . .	99,92	0,03–0,06	<0,002	<0,001	0,002	0,002	0,002	0,005	0,002	—	0,002	—	0,001
промышленная партия (50 т, 16 плавов) . . . . .	99,92	От 0,03 до 0,066	<0,001*	<0,002	0,001**	0,001	0,001	0,001	0,001	0,004	0,001*	—	Следы

\* В четырех плавках 0,002%.

\*\* В трех плавках 0,002%.



В медных анодах зарубежных фирм содержание вредных примесей (Fe, Ag и др.), влияющих на процесс шламообразования, ниже, чем в отечественных медных анодах.

Затем были исследованы образцы медных анодов с разным содержанием фосфора, получаемых автозаводами по ТУ 48-21-5045—73. Структура и размеры зерен в изученных образцах имеют различный характер. В основном их структура неоднородна, с неравномерной величиной зерна.

В результате проведенных исследований выявлено, что размер зерна и структура медных анодов формируются в результате обработки (отжига перед прокаткой и самой прокатки) и что содержание фосфора не влияет на размер зерна и структуру анодов.

Низкое содержание фосфора (менее 0,03%) приводит к очень быстрому растворению анодов во время процесса гальванопокрытия. При этом некоторое количество не успевших раствориться частичек меди (в случае неравнозернистой структуры) находится во взвешенном состоянии в растворе. Кроме того, повышенное содержание примесей ведет к шламообразованию, получению сложного осадка. При интенсивном перемешивании нерастворенные частицы меди вместе с осадком (шламом) перемещаются к катоду (детали), образуя неровную и шероховатую поверхность так называемый «наброс».

Медные аноды с достаточным количеством фосфора (0,03—0,06%) обладают меньшей растворимостью, к тому же фосфор снижает электропроводность анода, что благоприятно сказывается на процессе гальванопокрытия.

Таким образом, технические требования к медным анодам с фосфором для блестящего меднения сводятся к следующему: содержание фосфора не менее 0,03%, пониженное содержание

вредных примесей и равнозернистая структура. В соответствии с этими требованиями были разработаны специальные технические условия на медные аноды с фосфором, по которым изготовлена опытная партия медных анодов (50 т, 16 плавок).

По разработанной программе были проведены сравнительные испытания медных анодов опытной партии по специальным ТУ ВАЗ и серийных анодов по ТУ 48-21-5045—73 с блескообразователями — серийным УБАК-1 и опытным Б-72-11. Лабораторные исследования показали, что аноды опытной партии, особенно с блескообразователем Б-72-11, в результате растворения образуют гораздо меньше шлама, чем серийные. Металлографический анализ медных анодов опытной партии показал, что их структура имеет более равнозернистый характер с размером зерна 0,15—0,3 мм.

Промышленное опробование медных анодов опытной партии в гальваническом производстве Волжского автозавода им. 50-летия СССР дало следующие результаты:

а) уменьшение брака по шламу на деталях, подвергаемых блестящему меднению, в связи с чем можно снизить трудовые и материальные затраты, расход медных анодов и материалов на снятие покрытия;

б) уменьшение образования шлама при меднении, что ведет к снижению расхода медных анодов;

в) уменьшение количества полируемых деталей при совместном использовании медных анодов с улучшенными блескообразователями (Б-72-11, УБАК-НС), в результате чего снижается расход полировальной пасты.

Применение медных анодов с регламентируемыми химическим составом и структурой позволяет получить значительный экономический эффект.

УДК 629.113.66.01

## Расчет основных конструктивных параметров металлоулавливателя роторного типа

Д-р техн. наук Л. С. КОНСТАНТИНОВ,  
канд. техн. наук А. П. ТРУХОВ, Л. А. РЯБЦЕВА  
Московский автомеханический институт

**МЕТАЛЛОУЛАВЛИВАТЕЛЬ** роторного типа предназначен для сепарации отработанной формовочной смеси с целью удаления инородных фракций, в частности немагнитных металлических включений [1].

Схема процесса представлена на рис. 1. Смесь подается на радиальные лопасти 1 ротора 2, вращающегося с постоянной угловой скоростью  $\omega$ . Захваченные лопастью частицы разгоняются при совместном движении с ротором и получают некоторый запас кинетической энергии, необходимый для качественного разделения компонентов в процессе движения по инерции в сепарационном пространстве, ограниченном кожухом 3. При движении вследствие различного запаса кинетической энергии, соответствующей массе разделяемых частиц, траектории полета частиц имеют разную протяженность, что и обеспечивает разделение смеси на фракции. Частицы большей массы (металлические включения, куски стержней, камни) имеют самую протяженную траекторию полета и поэтому оседают в дальних емкостях 4, 5 для сбора разделяемых компонентов.

Условие качественного разделения отработанной смеси выражается показателем  $K$ , характеризующим разность дальности полета составляющих разделяемых фракций. На рис. 2 представлена геометрическая интерпретация определения показателя  $K$ , где точка — начало свободного полета частиц. Обозначив рассев внутри фракций через  $\Delta x$ , получим выражение условия качественного разделения смеси на фракции разной удельной массы с учетом внутрифракционного рассева:

$$K = \left( x_m - \frac{\Delta x_m}{2} \right) - \left( x_n + \frac{\Delta x_n}{2} \right), \quad (1)$$

где  $x_m$ ,  $x_n$  — соответственно расстояния от точки вылета смеси до центра распределения зоны рассева металлических включений и песочной основы;

$\Delta x_m$ ,  $\Delta x_n$  — зоны рассева металлических включений и песочной основы.

Идеальное разделение составляющих (см. рис. 2) обеспечивается при всех значениях  $K$  больше или равных нулю ( $K \geq 0$ ). При  $K < 0$  происходит наложение зон I, II рассева разделяемых фракций, что нарушает условия идеальной сепарации. Если центры распределения зон рассева сепарируемых фракций близки или степень перекрытия полей рассева велика, то эффективная сепарация фракций невозможна. Подобное явление

характерно для фракций, близких по удельной массе, или для фракций разной удельной массы при условии, что частицы фракции большей удельной массы обладают формой с низким аэродинамическим качеством (пластина), в результате чего разница приобретенной кинетической энергии нивелируется высоким аэродинамическим сопротивлением ( $K \rightarrow \infty$ ).

Исходя из определения показателя  $K$  условия качественного разделения, оценим возможность разделения механической смеси на фракции. С целью обеспечения достоверности результатов расчета рассмотрим экстремальный вариант сепарации, т. е. примем такие искусственно выбранные условия, при которых частица песочной фракции обладает наилучшими аэродинамическими качествами при максимально возможных размерах и будет выбрасываться с лопасти ротора под оптимальным углом выброса  $\alpha = 45^\circ$ . Такой вариант обеспечивает наибольшую из возможных протяженность траектории полета для частицы песочной основы. Для частицы металлической фракции под экстремальными будем понимать такие условия, при которых эта частица, обладающая наихудшими аэродинамическими качествами и малой массой, при минимальном угле выброса с лопасти будет иметь наикратчайшую из возможных протяженность полета.

Подобная формализация процесса позволяет с учетом возможного неблагоприятного варианта сепарации обеспечить до-

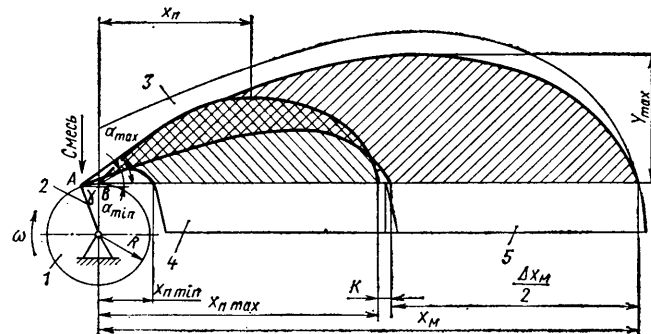


Рис. 1



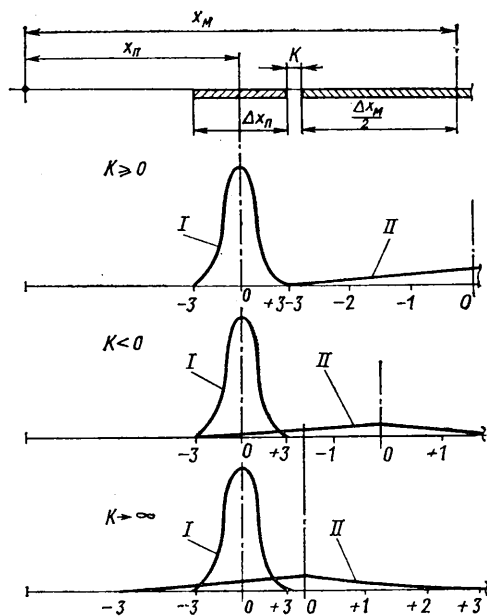


Рис. 2

стоверность расчета оптимальных конструктивных параметров металлоулавливателя роторного типа по упрощенной расчетной схеме, приемлемой в практике конструирования.

Изложенный подход к расчету конструктивных параметров металлоулавливателя является основой создания инженерной методики оптимального проектирования.

На расчетной схеме (см. рис. 1) в соответствии с принятыми условиями частица песочной фракции наибольшей массы и с наилучшим аэродинамическим показателем помещается в точке В, а частица металлической фракции минимально возможной массы и с наихудшим аэродинамическим показателем — в точке А. Действительно, частица металлической фракции, попавшая в точку А, вылетает под минимальным из вероятных углов выброса  $\alpha_{\min}$ , равным углу  $\gamma$  захвата смеси. Результирующая скорость вылета частицы в рассматриваемой точке из-за отсутствия радиального перемещения частицы равна тангенциальной составляющей скорости.

Поскольку аналитическое выражение скорости радиального перемещения частицы по лопасти громоздко [1–3], предполагаем, что частица песочной фракции, обладающая наилучшими аэродинамическими качествами и максимально возможной массой, при движении по лопасти приобретает такую скорость радиального перемещения в точке В, при которой происходит ее сход с лопасти под оптимальным углом, а именно под углом  $\alpha_{\max} = 45^\circ$ . Подобное допущение позволяет в упрощенном виде решить уравнение условия качественной сепарации относительно угловой скорости вращения ротора для самого неблагоприятного из возможных вариантов сепарации.

Дальность  $x$  полета частицы с учетом сопротивления среды имеет вид

$$x = \frac{0,75}{C_n} \delta \left( \sqrt{0,272 C_n v_0^2 \sin 2\alpha_0 + 1} - 1 \right), \quad (2)$$

где  $v_0$  — скорость вылета частицы или скорость бросания;  
 $\alpha_0$  — угол наклона к горизонту касательной к траектории в начале свободного полета или угол бросания;  
 $C_n$  — коэффициент парусности частицы;

$\delta$  — поправочный коэффициент, характеризующий соударение частиц между собой в полете и подталкивание мелких фракций крупными.

Поправочный коэффициент  $\delta$  определен при сравнении дальности полета теоретической для единичной частицы с опытной при ее полете в общей массе. Для частиц металлической фракции его величина находится в пределах 0,042–0,044, для частиц песка — в пределах 0,027–0,031.

Уравнение, характеризующее дальность полета металлической частицы минимального размера с низким аэродинамическим показателем, вылетающей из точки А, запишем в следующем виде:

$$x_{n \min} = \frac{0,75}{C_{n \min}} \delta \left( \sqrt{0,272 C_{n \min} v_\tau^2 \sin 2\alpha_A + 1} - 1 \right), \quad (3)$$

где  $C_{n \min}$  — коэффициент парусности частицы металла с низким аэродинамическим показателем;

$v_\tau$  — тангенциальная составляющая скорости;

$\alpha_A$  — угол вылета (для точки А равен углу захвата  $\gamma$ ).

Угол захвата  $\gamma = 20^\circ$  определен экспериментально из условия наименьшего внутрифракционного рассева частиц при обеспечении разделения смеси на фракции.

Для частицы песка наибольшей массы, слетающей с лопасти ротора в точке В, при угле вылета  $\alpha_{\max} = 45^\circ$  дальность траектории полета

$$x_{n \max} = \frac{0,75}{C_{n \max}} \delta \left( \sqrt{0,272 C_{n \max} v_\tau^2 \tan^2 \alpha + 1} - 1 \right). \quad (4)$$

Условие идеальной сепарации с учетом возможных экстремальных условий принимает вид

$$x_{n \min} - x_{n \max} \geq 0. \quad (5)$$

Решая неравенство (5) относительно тангенциальной составляющей скорости  $v_\tau$ , получим минимальное значение этой скорости, при котором обеспечивается разделение смеси на фракции. Зависимость тангенциальной составляющей скорости от угловой скорости ротора позволяет определить минимальную частоту вращения  $n$  ротора, при которой обеспечивается сепарация смеси:

$$n = \frac{30 v_\tau}{\pi i R},$$

где  $R$  — радиус ротора в м;

$i$  — число лопастей в ряду.

В оборудовании, применяемом в литейном производстве для обработки формовочной смеси [1], обычно радиус ротора  $R = 0,270 \div 0,560$  м. Этот радиус выбирается из условия, что частота вращения ротора не должна быть больше 600 об/мин, так как при ее увеличении динамические нагрузки возрастают за счет неуравновешенных масс подвижных частей конструкции, что нежелательно.

Предложенный расчет позволяет определить основные конструктивные размеры металлоулавливателя роторного типа с учетом возможного неблагоприятного варианта сепарации при обеспечении качественного разделения смеси.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аксенов П. Н. Оборудование литейных цехов. М., Машиностроение, 1977.
2. Гребеник В. М. Вопросы теории роторных метательных машин. — «Вестник машиностроения», 1952, № 5.
3. Орлов Г. М. Некоторые вопросы теории дробебетного колеса. — «Литейное производство», 1951, № 4.

УДК 629.113.002.3

## Новый обивочный шумопоглощающий материал для автомобилей

Канд. техн. наук Б. Б. БОБОВИЧ, В. Н. ЗАМКОВА,

канд. техн. наук А. Ф. МОИСЕЕВ, канд. техн. наук А. Д. ШУЛЯК,

канд. физ.-мат. наук В. А. БЫКОВ

Научно-исследовательский институт  
автотракторных материалов

**ПРОБЛЕМА** снижения уровня шума в кабине автомобиля в настоящее время особенно остро стоит перед создателями автомобилей большой грузоподъемности и автобусов с дизелями, допустимый уровень шума в кабинах которых не должен превышать 85 дБ.

Для достижения требуемых акустических свойств при комплектации автомобилей применяют вибро- и шумопоглощающие материалы, причем в качестве последних широко используют пористо-волокнистые материалы — войлок, стекловату, картон и др. Хорошие шумопоглощающие свойства этих материалов связаны с их пористостью, сильно развитой поверхностью и обуславливаются потерями на вязкое трение в порах [1 и 2].

В настоящее время за рубежом и в нашей стране наряду с указанными выше волокнистыми материалами все шире при-

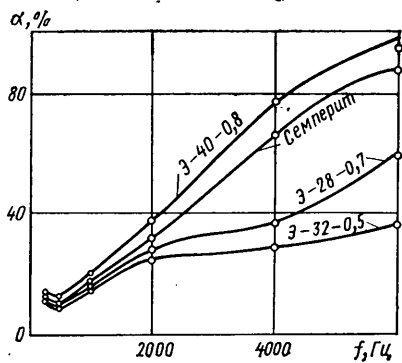


Рис. 1. Зависимость коэффициента звукопоглощения  $\alpha$  пенополиуретанов различных марок от частоты звука  $f$

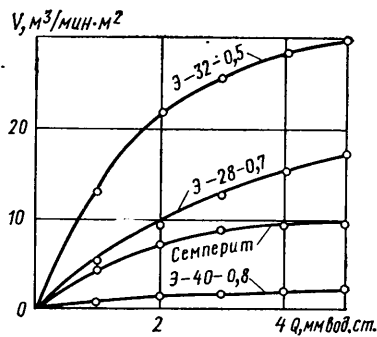


Рис. 2. Зависимость воздухопроницаемости  $V$  пенополиуретанов различных марок от перепада давлений  $Q$

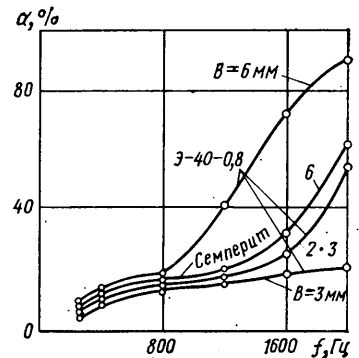


Рис. 3. Зависимость коэффициента звукопоглощения  $\alpha$  перфорированной искусственной кожи, дублированной пенополиуретаном различной толщины, от частоты звука  $f$

меняют пенопласты, в частности пенополиуретаны и пенополивинилхлорид, которые имеют высокие эксплуатационные свойства: низкую плотность, удовлетворительную теплоустойчивость, высокую стойкость к действию растворителей, масел и моющих средств, высокую теплоизоляционную способность и др. Наибольший интерес представляют пенополиуретаны, которые могут быть изготовлены в виде рулонного материала разной толщины. Использование в синтезе пенополиуретанов исходных продуктов различной химической природы и состава позволяет широко видоизменять структуру и физико-механические свойства готового продукта, благодаря чему пенополиуретаны стали одним из важных конструкционных материалов в автомобилестроении [3 и 4].

С целью удовлетворения требований к акустическим свойствам обивочных материалов для интерьера автомобиля была создана перфорированная искусственная кожа (винилискожа-ТР), дублированная пенополиуретаном. Разработанный материал предназначен в основном для обивки крыши и боковых панелей автомобилей большой грузоподъемности.

В табл. 1 приведены некоторые свойства исследованных образцов эластичных пенополиуретанов.

Таблица 1

Показатели	Марка пенополиуретана			
	Семперит	Э-28-0,7	Э-32-0,5	Э-40-0,8
Толщина в мм . . . . .	6	6	6	6
Средний диаметр ячеек в мм . . . . .	0,4	0,66	0,5	0,8
Кажущаяся плотность в кг/м³ . . . . .	28	29	33	42

Коэффициент звукопоглощения исследованных материалов определяли на акустической установке датской фирмы Брюль и Кьер методом стоячей волны [5]. Измерения проводили в диапазоне частот 200—6000 Гц при температуре  $20 \pm 2^\circ\text{C}$ .

Результаты исследования (рис. 1) показали, что пенополиуретан марки Э-40-0,8 имеет наиболее высокий коэффициент звукопоглощения во всем исследованном диапазоне частот.

Поскольку известно, что звукопоглощающие свойства пористых материалов связаны с их структурой, была исследована воздухопроницаемость пенополиуретанов (рис. 2).

Из сравнения рис. 1 и 2 следует, что звукопоглощение материала зависит от его пористой структуры: у эластичного пенополиуретана с более высокой воздухопроницаемостью звукопоглощение ниже. Наибольшей способностью поглощать звук обладают отечественный пенополиуретан марки Э-40-0,8 и образец фирмы Семперит. Они в наименьшей степени по сравнению с прочими исследованными материалами пропускают воздух, т. е. имеют меньше сообщающихся ячеек.

Такая зависимость между звукопоглощением и воздухопроницаемостью объясняется, по-видимому, тем, что звуковая волна, проникая в эластичный ячеистый материал, приводит в колебательное движение его скелет, который поглощает часть энергии звуковой волны.

Аналогичные результаты получены также при определении звукопоглощающих свойств перфорированной искусственной кожи, дублированной образцами различных пенополиуретанов. Во всем исследованном диапазоне частот коэффициент звукопоглощения искусственной кожи, дублированной пенополиуретаном марки Э-40-0,8, превосходит значение этого показателя

для искусственной кожи, дублированной пенополиуретаном фирмы Семперит.

Большое влияние на коэффициент звукопоглощения оказывает толщина  $B$  пенополиуретана (рис. 3). Однако если увеличение толщины достигается двойным дублированием пенопласта, ее влияние на коэффициент звукопоглощения незначительно. Это связано с оплавлением стенок ячеек и образованием при соединении двух листов пенополиуретана сплошной пленки, которая затрудняет прохождение звуковой волны.

Важную роль в увеличении коэффициента звукопоглощения играет перфорация (рис. 4). Наличие перфорации в искусственной коже, дублированной пенополиуретаном, существенно повышает коэффициент звукопоглощения обивочного материала в диапазоне частот 800—2000 Гц.

На основании результатов проведенных исследований был выбран пенополиуретан марки Э-40-0,8 и выпущена опытно-промышленная партия перфорированной искусственной кожи, дублированной этим пенополиуретаном. Дублирование осуществлялось огнем методом на газокатирующей машине. Перфорация дублированного материала производилась с постоянной геометрией шага  $5 \times 10$  мм; диаметр отверстий 1 мм. Физико-механические свойства полученного материала приведены в табл. 2.

Таблица 2

Показатели	Значение показателя	Метод испытания
Ширина в см . . . . .	144	По ГОСТ 3811—72
Масса 1 м² в г . . . . .	772	По ГОСТ 17073—71
Разрывная нагрузка полоски размером 50×200 мм в кгс:		По ГОСТ 17316—71
в продольном направлении . . . . .	36,9	
в поперечном направлении . . . . .	19	
Жесткость в гс . . . . .	28	По ГОСТ 8977—74
Прочность связи искусственной кожи с пенополиуретаном в кгс/см . . . . .	0,17	По ГОСТ 17317—71
Морозостойкость в °С . . . . .	—40	По ГОСТ 15162—69
Относительное удлинение под нагрузкой 2 кгс на 1 см ширины образца в % . . . . .	18,3	По ГОСТ 17316—71

Опытно-промышленная партия перфорированной искусственной кожи, дублированной отечественным пенополиуретаном, была установлена в кабинках автомобилей КамАЗ-5320 с целью проведения акустических испытаний. Материал закрепляли на картонных панелях металлическими скрепками. Для измерения уровня шума в кабинках автомобилей согласно ГОСТ 19358—74 использовали шумомеры типа 2209 датской фирмы Брюль и Кьер.

Результаты акустических испытаний автомобилей КамАЗ показали, что применение в качестве обивоч-

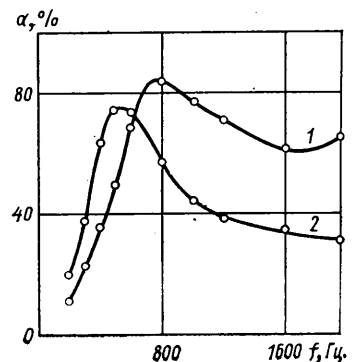


Рис. 4. Зависимость коэффициента звукопоглощения  $\alpha$  пакета из перфорированного картона, стекловолокна и искусственной кожи, дублированной пенополиуретаном, от частоты звука  $f$ : 1, 2 — соответственно перфорированная и неперфорированная искусственная кожа

ного материала перфорированной искусственной кожи (винилискожи-ТР), дублированной пенополиуретаном, в комплекте с перфорированным картоном, стекловолокном и материалом септум-порозо, укладываемым на пол кабины, позволяет снизить уровень шума внутри кабины до 82 дБ (А), что соответствует требованиям государственного стандарта для грузовых автомобилей.

На разработанный материал утверждены технические условия ТУ 17-21-137—76.

Опыт применения Камским автозаводом искусственной кожи, дублированной пенополиуретаном, может быть использован другими автозаводами. Разработанный материал представляет интерес также для создания цельноформованных потолков легковых автомобилей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юдин Е. Я., Осипов Г. Л., Федосеева Е. Н. и др. Звукопоглощающие и звукоизоляционные материалы. М., Стройиздат, 1966.
2. Алексеев С. П. и др. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении. М., Машиностроение, 1970.
3. Домброу Б. А. Полиуретаны. М., Госхимиздат, 1961.
4. Ротенберг И. П. — Пластические массы, 1974, № 10, с. 66—68.
5. Technical Review, 1955, № 1.

## ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.798.152

## ИНГИБИРОВАННЫЕ ПОЛИМЕРНЫЕ МАТЕРИАЛЫ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

ОДНИМ из способов защиты автомобильных запасных частей от коррозии при их длительном хранении является консервация летучими ингибиторами коррозии (например, марок Г-2, НДА, ХЦА, КЦА). Обладая рядом ценных свойств, данные материалы успешно заменяют в промышленности такие традиционные консервационные материалы, как жидкие и консистентные смазки.

В настоящее время отмечается тенденция к совмещению процессов консервации и упаковки в одном технологическом процессе. Начальным этапом было создание съемных полимерных покрытий, содержащих в своем составе маслорастворимые ингибиторы коррозии.

Однако наряду с высокими защитными показателями и возможностью многоразовного использования съемным ингибированным полимерным покрытиям присущи и недостатки, сдерживающие их широкое применение в автомобилестроении. Основными недостатками являются использование органических растворителей в процессе консервации; высокая трудоемкость и энергоемкость нанесения покрытий; сложность консервации и расконсервации изделий, имеющих технологические отверстия и открытые полости; ограниченная номенклатура изделий, подлежащих консервации ингибированными полимерными покрытиями.

Следующим этапом, получившим развитие в 60-х годах, стало создание рулонных одно- или многослойных полимерных пленок, содержащих в своем составе летучие ингибиторы атмосферной коррозии металлов. В отличие от применявшихся ранее снимающихся полимерных покрытий рулонные полимерные пленки обладают следующими преимуществами: процессы консервации и упаковки изделий в них более производительны и технологичны; практически нет ограничений в выборе изделий, подлежащих консервации и упаковке в пленку; упаковку изделий можно осуществлять всеми известными способами (чеканением в герметичные пакеты, термовакуумформованием, экструзией, путем термоусаживания пленки и др.); полимерные пленки позволяют одновременно с консервацией и упаковкой осуществлять пакетирование изделий; процесс расконсервации изделий менее трудоемок.

Летучий ингибитор коррозии, содержащийся в полимерной пленке и обладающий относительно большим давлением паров, мигрирует из пленки, насыщает пространство вокруг упакованного изделия, адсорбируется на металлических поверхностях и при последующей конденсации на них влаги препятствует развитию коррозии.

Анализ патентной и технической литературы позволяет выделить три основных направления в области развития методов получения рулонных ингибированных полимерных пленок.

Первое направление объединяет методы получения пленки путем нанесения на пленку-основание эмульсий, дисперсий или растворов, содержащих в своем составе летучие ингибиторы коррозии и полимерное связующее, с последующей сушкой ингибированного полимерного слоя.

Так, фирмой Доберт кемикал получен патент на многослойный упаковочный материал для защиты металлических изделий от атмосферной коррозии. Основой этого материала являются ацетатцеллюлозная, полиэтиленовая, полиэфирная, поливинилиденхлоридная и другие сваривающиеся или склеивающиеся полимерные пленки, непроницаемые для паров летучих органических соединений. Пленку-основу покрывают с одной стороны слоем поливинилацетата, полиметилакрилата, полистирола, полиамида либо другого полимерного материала на основе олефинов или амидов, содержащего до 20% летучего ингибитора атмосферной коррозии. В качестве ингибитора коррозии используют бензойную, пеларгоновую или каприловую кислоту, морфолинкаприлат, моноэтаноламин-бензоат, диизопропиламиннитрит, смесь мочевины и нитрита натрия и др. Количество ингибитора коррозии, добавляемого к полимерному слою, выбирают, исходя из требуемой прочности пленки и ее защитных свойств. Наиболее приемлемое количество ингибитора в полимерном слое 2,15—6,45 г/м<sup>2</sup>. По весу это составляет 5—20% ингибитора к весу полимерного слоя.

По данным фирмы, ингибитор коррозии в полимерном слое удерживается прочнее, чем в крафт-бумаге в случае ее пропитки. При этом 2,15—6,45 г/м<sup>2</sup> инги-

битора коррозии в прозрачном слое полимерной пленки обладают более длительным защитным действием, чем 10,7—21,5 г/м<sup>2</sup> того же ингибитора, содержащегося в крафт-бумаге.

Указанным выше способом изготавливают ингибированные полимерные пленки толщиной 0,013—0,254 мм.

Испытания, проведенные при относительной влажности воздуха 90%, показывают, что многослойные упаковочные материалы практически не пропускают влагу и обеспечивают полную защиту стали от коррозии. При упаковке стальных образцов в обычную полиэфирную пленку их коррозия наблюдалась через 20 ч.

Японской фирмой Кандзаки сейси кабусики кайса разработан способ получения прозрачной противокоррозионной пленки для упаковки металлических изделий. Этот метод также заключается в адгезионном нанесении на пленку-основу полимерного слоя, содержащего летучий ингибитор коррозии. В качестве пленки-основы используют целлофановую, полиэтилентерефталатную или полиэтиленовую пленку. Смесь нитрита органического амина и аммониевой соли алифатической карбоновой кислоты в соотношении от 20:80 до 70:30 диспергируют в поливинилацетате или поливинилбутирале, а затем наносят на пленку-основу. Кроме того, каждый из ингибиторов коррозии можно наносить на пленку-основу отдельно, т. е. в два слоя. Такие пленки защищают стальные пластины от коррозии (при заварке пластин в пакеты) при температуре 0—40°C и относительной влажности воздуха 90% на протяжении 60 сут.

Принцип получения ингибированных полимерных пленок путем адгезионного нанесения полимерного слоя в смеси с летучим ингибитором коррозии на пленку-основу использован во многих зарубежных патентах, которые защищают в основном составы полимерных пленок, а не способы их получения.

Процессы получения рулонных ингибированных полимерных пленок указанными выше способами, несмотря на большие возможности в отношении создания различных комбинаций и составов, обладают рядом существенных недостатков: большой трудоемкостью и энергоемко-

стью; требуют для своего осуществления больших производственных площадей; являются малопродуктивными и не технологичными.

Перспективными с точки зрения производительности и технологичности, а также варьирования прочностных и защитных свойств полимерных пленок в процессе их производства являются экструзионные методы, которые представляют собой второе направление в области производства рулонных ингибированных пленок. Методы заключаются в том, что летучие ингибиторы коррозии или их смеси вводят в массу полимерной пленки непосредственно в процессе ее получения. Например, японская фирма Йоситоми сейяку кабусики кайся предложила получать противокоррозионную полимерную пленку путем экструзии композиции, содержащей смесь летучих ингибиторов. В качестве летучих ингибиторов используют неорганические соли  $\alpha$ -дициклогексил-аммония, нитрит  $\beta$ -циклогексил-аммония, нитрозодициклогексил-амин в различных соотношениях. Ингибиторы коррозии в количестве 0,1—5% смешивают с гранулированным полиэтиленом и затем полученную композицию экструдуют при температуре 150—160°C в пленку. Предлагаемые ингибиторы атмосферной коррозии устойчивы к повышенным температурам и обладают высокой эффективностью. Считается, что оптимальное количество летучих ингибиторов в полимерной композиции составляет 0,5—1%.

Японской фирмой Эйселло кемикал запатентовано несколько полимерных композиций для получения ингибированных противокоррозионных пленок путем экструзии.

Композицию на основе полиэтилена низкой плотности или полипропилена и летучих ингибиторов коррозии перерабатывают в пленку при низкотемпературном режиме экструзии. Ингибитор вводят в полимер в весовых количествах от 0,01 до 30%. Наиболее эффективны по защитным свойствам пленки, полученные из композиций, содержащих от 0,1 до 5% летучего ингибитора коррозии.

В качестве летучих ингибиторов коррозии используют каприлат-, стеарат-, олеат-, бутират-, ацетат-дициклогексил-

аммония, нитрит циклогексил-аммония, нитрит дициклогексил-аммония и др.

Экструзионным способом получают как однослойные, так и многослойные рулонные пленки. Японская фирма Эйселло кемикал разработала несколько комбинаций двухслойных пленок на основе полиэтилена низкой плотности, полипропилена, целлюлозы, поликарбоната и полиэтилена. В качестве носителя летучих ингибиторов коррозии использован полиэтилен низкой плотности.

Получение рулонных пленок путем экструзии сопряжено с рядом трудностей, которые обусловлены в основном двумя факторами: во-первых, высокой летучестью паров ингибиторов коррозии при высоких температурах переработки и, во-вторых, возможностью разложения ингибиторов в процессе переработки композиций на их основе.

Высокая упругость паров ингибитора коррозии способствует его интенсивному переходу в газообразное состояние, что при переработке полимерных композиций в пленку приводит к ее вспениванию, снижению прочностных и защитных свойств. Чтобы предотвратить вспенивание полимерных пленок, в состав композиций для их получения вводят различные твердые мелкодисперсные адсорбенты, а сами композиции перерабатывают на специальных режимах экструзии, например низкотемпературном. Для предотвращения разложения ингибиторов коррозии при переработке композиций на их основе обычно подбирают ингибиторы, температуры разложения которых выше максимально возможных температур переработки.

Третьим направлением в области производства рулонных ингибированных полимерных пленок является создание способов их производства путем адгезионного накатывания твердых порошкообразных ингибиторов коррозии или их смесей на поверхность нагретой полимерной термопластичной пленки.

В одном из патентов фирмы Доберт кемикал предлагается получать полимерную пленку путем накатки твердого мелкодисперсного ингибитора коррозии, например 3-амино-1,2,4-триазола, на по-

верхность нагретой пленки. При этом температура пленки должна быть близкой к температурному интервалу перехода полимера из высокоэластичного состояния в вязкотекучее.

Способы производства рулонных полимерных пленок путем накатывания твердого ингибитора коррозии на поверхность нагретой пленки производительны, технологичны и позволяют получать пленки с ингибиторами, обладающими низкими температурами разложения.

К промышленному производству рулонных полимерных пленок «Бекстен Ди-Си» на основе полиэтилена приступила английская фирма Бритниш Селлофан. Японская фирма Бозелон выпустила промышленную партию ингибированной прозрачной полиэтиленовой пленки марки ВЕ 110-Х.

В последнее время многие фирмы за рубежом работают над созданием как методов, так и составов рулонных ингибированных пленок. Уже созданы многослойные полимерные пленки, в которых ингибитор коррозии находится во вспененном полимерном слое, а также термоусадочные пленки, позволяющие совместить консервацию, упаковку и лакирование в одном технологическом процессе.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Приккер В. Л. и др. — «Технология и организация производства», 1976, № 3.
2. Алцыбеева А. И., Левин И. З. Ингибиторы коррозии металлов. М., «Химия», 1968.
3. Патент ФРГ № 1278806.
4. Патенты Японии № 599; № 27044; № 49-21233; № 49-13222; № 49-14342.
5. Патенты Англии № 1048770; № 1157154.
6. Патент США № 3410717.
7. Патент Франции № 2142346.

**О. Н. КОПЫЛ, В. К. ТАРНОРУЦКИЙ,**  
**д-р техн. наук А. И. СОШКО**

УДК 629.118.68

## ЭЛЕКТРОМОПЕДЫ ЗА РУБЕЖОМ

**Н**ЕОБХОДИМОСТЬ борьбы с загрязнением окружающей среды и повышенным шумом, создаваемым двигателями внутреннего сгорания, а также тенденция к удорожанию бензина обуславливают повышение интереса к разработке и использованию различных электротранспортных средств, в том числе мопедов и велосипедов, имеющих электрический привод. Перспективность этого вида транспорта объясняется также простотой обслуживания и возможностью его использования при передвижениях на небольшие расстояния в городе, на территориях промышленных предприятий, больниц, выставок, в парках, на аэродромах и т. д.

В ФРГ, Франции и других странах проводятся работы по созданию различных моделей электромopedов и электро-

велосипедов. Так, фирма Золо (ФРГ) начала серийный выпуск электромopedов Золо Электра, оснащенных электродвигателем постоянного тока с постоянными магнитами мощностью 850 Вт при 3000 об/мин и двумя аккумуляторными батареями напряжением 12 В, емкостью 44 А·ч. При полной длине 1660 мм и собственной массе 67 кг электромoped имеет запас хода по шоссе 40 км при максимальной скорости 25 км/ч и разгоняется с места до 10 и 15 км соответственно за 1,5 и 2,9 с при массе водителя 70 кг. Электромoped преодолевает подъем крутизной 16° на скорости 10 км/ч; преодоление коротких подъемов возможно при крутизне 18°. Минимальный радиус поворота составляет 1,62 м, а тормозной путь при скорости 20 км/ч равен 1,5 м. Зарядное устройство под-

ключается к электросети. Полная зарядка аккумуляторов производится в течение 18 ч. Электромoped снабжен ножным приводом с цепной передачей, имеет телескопическую переднюю вилку и качающуюся заднюю.

Фирма Геркулес (ФРГ) подготовила к серийному выпуску электромoped с приводным электродвигателем мощностью 750 Вт при 1400 об/мин, напряжением 24 В. Электромoped оборудован вместительной корзиной, расположенной сзади сиденья на багажнике. Питание осуществляется двумя аккумуляторами напряжением 12 В. Зарядка, производимая транзисторным устройством, обеспечивает запас хода 35—60 км. Максимальная скорость движения 25 км/ч. Уровень создаваемого шума не превышает 66 дБ. Отличительной особен-

ностью этого электромопеда является наличие трансмиссии с центробежным сцеплением, редуктором и цепным приводом на заднее колесо. Скорость движения регулируется рукояткой управления, расположенной на руле. Автоматическое центробежное сцепление исключает толчки при трогании электромопеда с места.

Фирмой Цюндап (ФРГ) создан экспериментальный образец электромопеда с электродвигателем фирмы Бош, имеющим постоянные магниты мощностью 500 Вт. Питание осуществляется двумя аккумуляторами напряжением 12 В, переключаемыми с параллельного соединения при пуске и езде на небольшой скорости на последовательное — при увеличенной скорости движения, что позволяет исключить из конструкции узел сцепления. Запас хода электромопеда 20—30 км при максимальной ско-

рости 25 км/ч на ровной дороге. Полная масса электромопеда с аккумуляторными батареями составляет 48 кг. Зарядка аккумуляторов осуществляется от электросети и продолжается 12 ч.

Электромопед «Кунаст» (ФРГ) снабжен полупроводниковым импульсным устройством, которое позволяет плавно менять скорость движения в широких пределах. Регулирование осуществляется изменением длительности поступающих на приводной двигатель импульсов напряжения формируемых полупроводниковыми ключами.

Во Франции выдан патент на электромопед с электронным устройством, включающим электропривод с помощью педалей после разгона до определенной скорости. Электронное устройство получает управление от датчика, размещенного на втулке переднего колеса. При снижении скорости электропривод от-

ключается. Чтобы предотвратить торможение заднего колеса остановленным электродвигателем, предусмотрен механизм свободного хода.

По сравнению с мотовелосипедами электромопеды значительно экономичнее, поскольку требуют меньших эксплуатационных расходов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Goebel Jürgen. Solo Electra. Das erste mit Batteriestrom angetriebene Serien-Mofa. — Radmarkt, 1973, Bd. 84, № 6.
  2. Das Electro-Mofa von Zündapp auf gutem Weg. — Radmarkt, 1972, Bd. 83, № 9.
  3. Sherff Klaus. Electrisch „Mofeln“. — VDI-Nachr., 1975, № 29.
  4. Véhicule Electrique à deux roues. Патент Франции № 2082868.
- В. Ф. ПЕРМЯКОВ, И. М. ЖАРИНОВ,  
О. И. АНДРИЙЧУК, Б. М. ДОЛГИН**

УДК 629.113(091)

## МЕЖДУНАРОДНЫЕ ПРЕДПИСАНИЯ ПО БЕЗОПАСНОСТИ КОНСТРУКЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

**Ш**ИРОКАЯ номенклатура транспортных средств, выпускаемых отечественной автомобильной промышленностью, требует четкого анализа состояния действующих и перспективных международных предписаний по различным категориям транспортных средств.

Основным международным документом, регламентирующим параметры транспортных средств, являются Правила ЕЭК ООН. По данным 1978 г., Европейской Экономической Комиссией ООН утверждено 39 правил по аспектам активной и пассивной безопасности конструкций транспортных средств и предупреждению их вредного воздействия на окружающую среду, в том числе № 1 — по фарам, № 2 — по лампочкам, № 3 — по световозвращателям, № 4 — по освещению номерного знака, № 5 — по лампам-фарам, № 6 — по указателям поворота, № 7 — по подфарникам и стоп-сигналам, № 8 — по фарам с галогенными лампами типа H1\*, № 9 — по уровням внешнего шума, № 10 — по уровням радиопомех, № 11 — по дверным петлям и замкам, № 12 — по травмобезопасности рулевого управления, № 13 — по тормозной системе, № 14 — по креплению ремней безопасности, № 15 — по уровням токсичности, № 16 — по ремням безопасности, № 17 — по сиденьям, № 18 — по противоугонным устройствам, № 19 — по противоугонным фарам\*, № 20 — по фарам с двухнитевой галогенной лампой типа H4\*, № 21 — по безопасному интерьеру, № 22 — по шлемам мотоциклистов, № 23 — по фонарю заднего хода, № 24 — по дымности выпуска дизелей, № 25 — по подголовникам\*, № 26 — по безопасности наружных выступов, № 27 — по предупреждающему треугольнику, № 28 — по звуковым сигналам, № 29 — по ударно-прочностным свойствам кабины, № 30 — по шинам, № 31 — по фарам с блоком галогенных ламп SBH4\*, № 32 — по безопасности

при наезде сзади, № 33 — по безопасности при фронтальном ударе, № 34 — по пожарной безопасности, № 35 — по педалям управления, № 36 — по планировке салона автобуса, № 37 — по лампам накаливания, № 38 — по заднему противотуманному фонарю, № 39 — по спидометрам.

Создана классификация всех транспортных средств, которые подразделяются на четыре категории, обозначенные соответственно индексами «L», «M», «N» и «O».

Категория L объединяет мототранспортные средства, имеющие менее четырех колес. В зависимости от рабочего объема двигателей  $V_h$  и максимальной скорости движения  $v_{max}$  мототранспортные средства делятся на следующие группы:

$L_1$  — двухколесные,  $V_h < 50$  см<sup>3</sup>,  $v_{max} < 40$  км/ч;

$L_2$  — трехколесные,  $V_h < 50$  см<sup>3</sup>,  $v_{max} < 40$  км/ч;

$L_3$  — двухколесные,  $V_h > 50$  см<sup>3</sup>,  $v_{max} > 40$  км/ч;

$L_4$  — трехколесные (мотоциклы с коляской) с асимметричным расположением колес,  $V_h > 50$  см<sup>3</sup> или  $v_{max} > 40$  км/ч;

$L_5$  — трехколесные с симметричным расположением колес,  $V_h > 50$  см<sup>3</sup> или  $v_{max} > 40$  км/ч, полная масса  $P_{max} < 1000$  кг.

На мототранспортные средства категории L распространяются Правила ЕЭК ООН № 1—3, 9, 10, 13, 15\*, 19, 20, 23, 31, 37 и 38.

Развитие системы предписаний по этой категории транспортных средств будет осуществляться в следующих направлениях:

1. Нормирование номенклатуры обязательных, факультативных и запрещенных устройств освещения и световой

сигнализации, а также параметров их размещения на транспортных средствах (группы  $L_1$  и  $L_3$ ).

Предполагается регламентировать число устройств одного назначения, углы их геометрической видимости, условия группирования и комбинирования между собой, функциональную электрическую схему и контрольные сигналы включения.

2. Нормирование токсичных компонентов отработавших газов. Будут введены нормы на выброс окиси углерода, окислов азота, углеводородов, бензпирена и других полициклических компонентов, а также на испарение топлива в системе питания (группы  $L_1$ — $L_4$ ).

3. Ужесточение нормативов уровней шума и совершенствование методов их определения. Для мотоциклов (группы  $L_1$  и  $L_3$ ) в качестве основного критерия в отношении нормативных показателей будет использована мощность двигателя. При мощности двигателя ниже 20 кВт максимальный уровень шума к 1981 г. предполагается снизить до 81 дБ (A), а при мощности свыше 20 кВт — до 85 дБ (A). Уровень шума 80 дБ (A) рассматривается как предел в долгосрочной перспективе (1985—1990 гг.), который должен быть достигнут не только для транспортных средств категории L, но и для всех транспортных средств.

4. Совершенствование тормозных систем. Предусматривается введение специальных предписаний по техническим требованиям и методам испытаний антиблокировочных устройств (в случае, если транспортное средство таким устройством оборудовано).

Категория M включает транспортные средства, предназначенные для перевозки пассажиров, имеющие четыре или три колеса и полную массу свыше 1 т. В эту категорию входят практически все виды легковых автомобилей и автобусов. Эти транспортные средства по числу мест для сидения и полной массе  $P_{max}$  делятся на три группы:

$M_1$  — легковые автомобили с числом мест для сидения менее 8;

\* Правила распространяются только на оборудование, установленное на транспортном средстве, а не на само транспортное средство.

\* Правила распространяются только на транспортные средства полной массой свыше 400 кг.

Контрольный вес КВ легкового автомобиля в кг	Выброс СО в г/исп.		Выброс $C_m H_n$ в г/исп.		Выброс $NO_x$ в г/исп.	
	1978 г.	после 1980 г.	1978 г.	после 1980 г.	1978 г.	после 1980 г.
КВ < 750	80	65	6,8	6,0	10	8,5
750 < КВ < 850	87	71	7,1	6,3	10	8,5
850 < КВ < 1020	94	76	7,4	6,5	10	8,5
1020 < КВ < 1250	107	87	8,0	7,1	12	10,2
1250 < КВ < 1470	122	99	8,6	7,6	14	11,9
1470 < КВ < 1700	135	110	9,2	8,1	14,5	12,3
1700 < КВ < 1930	149	121	9,7	8,6	15	12,8
1930 < КВ < 2150	162	132	10,3	9,1	15,5	13,2
2150 < КВ	176	143	10,9	9,6	16	13,6

$M_2$  — автобусы с числом мест для сидения более 8,  $P_{max} \leq 5$  т;

$M_3$  — автобусы с числом мест для сидения более 8,  $P_{max} > 5$  т.

На транспортные средства категории  $M_1$  распространяются Правила ЕЭК ООН № 1—21, 23, 25—28, 30—35, 37—39, причем Правила № 5, 8, 18—20, 25, 31 и 38 — только на оборудование, установленное на транспортном средстве, а не на само транспортное средство.

Для этой категории транспортных средств намечается ввести предписания по передней обзорности, боковому удару, опрокидыванию на крышу (в том числе для автомобилей с мягким верхом), зеркалам заднего вида, размещению устройств освещения и световой сигнализации, расположению органов управления, контрольно-измерительных приборов и сигнальных ламп, очистке, обмыву, обдуву и обогреву ветрового стекла, системе очистки фар, буферам, механизму рулевого управления, безопасным стеклам, местам для установки задних номерных знаков, распределению массы<sup>1</sup>.

Важным этапом развития совокупности всех указанных предписаний, распространяющихся на легковые автомобили, является впоследствии перспективная международная система официального утверждения этих транспортных средств по типу конструкции в целом. Разработка такой системы в настоящее время уже начата на основе перечисленных выше действующих и подготавливаемых к введению международных предписаний.

К числу наиболее сложных вопросов, которые предстоит решить при создании такой системы в международном плане, относится определение понятия «тип транспортного средства».

Другим сложным вопросом, важным также и для отечественного автомобилестроения, является правильное определение области распространения разрабатываемых международных предписаний по легковым автомобилям, поскольку эти предписания распространяются не только на легковые автомобили, но и на автомобили, созданные на их базе. Понятие «автомобиль, сконструированный на базе легкового» (например, грузовые автомобили ИЖ-2715 или ИЖ-27151) в настоящее время не имеет строгого определения. Существует также определенная сложность решения этих вопросов применительно к легковым автомобилям с колесной формулой 4×4 (прежде всего в отношении правил по шуму, токсичности, шинам и предписаний по буферам).

Существенные изменения будут внесены в уже действующие правила по легковым автомобилям, прежде всего в отношении защиты окружающей среды: по шуму (№ 9), токсичности (№ 15), системам индивидуальной защиты водителей (№ 16), ударно-прочностным свойствам кузовов при испытаниях, имитирующих дорожно-транспортные происшествия (№ 32—34).

Наиболее важные предполагаемые изменения этих правил состоят в следующем.

По шуму. Будет изменена методика измерения внешнего шума в связи с исключением повышающих передач

(овердрайв) из числа учитываемых передних передач. Для легковых автомобилей (группа  $M_1$ ) на 1981 г. предполагается установить максимальный уровень внешнего шума 80 дБ (А).

В 1985—1990 гг. предполагается провести нормирование внутреннего шума легковых автомобилей.

По токсичности отработавших газов. Будут ужесточены действующие нормы токсичности легковых автомобилей (группа  $M_1$ ) с карбюраторными двигателями по трем компонентам отработавших газов — СО, СН и  $NO_x$ . Полученные в ходе каждого испытания легкового автомобиля массы окиси углерода, углеводов и окислов азота должны быть ниже величин, приведенных в табл. 1, в зависимости от полной массы легкового автомобиля.

Так же как и для транспортных средств категории L, в 1985—1990 гг. предполагается нормировать содержание бензопирена и других полициклических компонентов в отработавших газах, а также испарение топлива в системе питания.

По ударно-прочностным свойствам кузовов и систем индивидуальной защиты водителей и пассажиров. Главным критерием безопасности конструкции по ударно-прочностным характеристикам кузовов легковых автомобилей, оцениваемым при фронтальном и боковом ударах, наезде сзади и опрокидывании, является остаточное пространство кузова после испытания, имитирующего соответствующий вид дорожно-транспортного происшествия. Параметры этого пространства координируются относительно контрольной точки сиденья, определяемой при помощи трехмерного посадочного манекена. Обеспечение требуемого остаточного пространства — необходимое, но далеко не достаточное условие обеспечения безопасности для этой категории транспортных средств. Поэтому развитие системы международных предписаний, относящихся к ударно-прочностным свойствам кузовов и устройствам индивидуальной защиты, осуществляется в направлениях:

использования критериев биомеханической выносливости человека к ударным воздействиям (индекс опасности, уровень максимальных и средних замедлений и т. д.);

расширения числа видов испытаний (введение косых ударов под углами 60 и 15° к средней продольной плоскости автомобиля с зоной удара, расположенной на стороне рулевого управления; боковых столкновений автомобиля с таким же автомобилем при углах между их продольными плоскостями 90 и 60°,

при этом продольная плоскость ударяющего автомобиля должна проходить через контрольную точку сиденья водителя; боковых вдавливаний; динамического воспроизведения опрокидывания);

нормирования высоты расположения (существенное понижение), а также энергопоглощающих свойств буферов; пересмотра критериев оценки безопасности рулевых управлений, снижения нормируемых усилий на груды водителя, уменьшения нормируемого горизонтального перемещения в салон, введения нормирования перемещения по высоте, изменения методики стендовых испытаний;

существенного ужесточения требований, предъявляемых к ремням безопасности, прежде всего в отношении стойкости ленты к истиранию, требований к аварийно-запирающим устройствам и пряжкам; расширения возможностей конструктивного исполнения мест крепления (включая крепления на сиденье); усложнения для некоторых видов конструктивного исполнения динамических испытаний ремней, включающих в себя одновременное испытание креплений сидений и энергопоглощающих свойств рулевого управления;

разработки новых предписаний по системам индивидуальной защиты детей, перевозимых в автомобилях, с размещением ребенка в наиболее безопасном месте и положении, с наиболее рациональным распределением на тело ребенка нагрузок, возникающих при дорожно-транспортных происшествиях, возможностью быстрой эвакуации, безопасности устройства удерживания ребенка для остальных пассажиров.

Большое внимание уделяется вопросам совместимости компоновочных схем и энергоемкости кузовов легковых автомобилей, а также транспортных средств других категорий в отношении торможения; вопросам столкновения с ними пешеходов и других незащищенных участников движения.

Классификация автобусов (группы  $M_2$  и  $M_3$ ) и их важнейшие размерные параметры в соответствии с международными предписаниями, относящимися к безопасности конструкции (Правила ЕЭК ООН № 36), приведены в табл. 2.

Действующие международные предписания, распространяющиеся на транспортные средства групп  $M_2$  и  $M_3$ , те же, что и для группы  $M_1$ , за исключением Правил ЕЭК ООН № 11, 12, 14, 16, 17, 21, 25—27, 29—30, 32—35.

Для автобусов готовятся к введению международные предписания по зеркалам заднего вида, размещению устройств освещения и световой сигнализации, механизмам рулевого управления, безопасным стеклам, системам очистки фар

<sup>1</sup> Порядок, в котором указаны эти предписания, соответствует наиболее вероятной последовательности их введения в качестве утвержденных Правил ЕЭК ООН.



Таблица 2

Основные параметры	Тип автобуса			
	городской (класс I)	междугородный (класс II)	туристский (класс III)	малой вместимости (микроавтобус)
Количество мест для сидения . . . . .	Более 16	Более 16	Более 16	Более 8 и менее 16
Площадь для одного стоящего пассажира в м <sup>2</sup> . . . . .	0,125	0,15	—	—
Минимальное число служебных дверей при общей вместимости пассажиров:				
16—60 чел. . . . .	2	2*	2*	2*
61—95 чел. . . . .	3	2*	2*	2*
более 95 чел. . . . .	4	2*	2*	2*
Высота служебной двери в мм . . . . .	1800	1650	1650	1500
Высота прохода к дверям в мм:				
служебным . . . . .	1800	1650	1550	1400
запасным . . . . .	1400	1400	1400	1400
Высота прохода в мм . . . . .	1900	1900	1900	1500
Ширина прохода в мм на высоте:				
900 мм . . . . .	450	350	300	300
1900 мм . . . . .	550	550	450	450**
Подушки сиденья:				
ширина в мм . . . . .	400	400	450	450
глубина в мм . . . . .	350	400	400	350
Расстояние между спинками сидений в мм . . . . .	650	680	750	650

\* Либо две служебные двери, либо одна служебная и одна запасная.

\*\* На высоте 1500 мм.

а также рекомендации по методу измерения расхода топлива (для автобусов, полная масса которых не превышает 3,5 т) и методу определения мощности двигателя.

К числу трудновыполнимых предписаний (особенно для автобусов с дизелями) относятся перспективные нормы по внешнему шуму, намечаемые к введению после 1980 г.: 81 дБ (А) для автобусов полной массой до 3,5 т и 82 дБ (А) — полной массой более 3,5 т.

Категория N объединяет транспортные средства для перевозки грузов, имеющие четыре или три колеса и максимальную полную массу  $P_{\max} > 1$  т. По этому параметру транспортные средства делятся на три группы:

- $N_1$  —  $P_{\max} < 3,5$  т;
- $N_2$  —  $3,5 \text{ т} < P_{\max} < 12$  т;
- $N_3$  —  $P_{\max} > 12$  т.

На транспортные средства этой категории распространяются все действующие предписания, относящиеся к автобусам (за исключением Правил ЕЭК ООН № 36). Для транспортных средств, полная масса которых превышает 7 т, действуют правила по ударно-прочностным свойствам кабины (№ 29).

Для грузовых автомобилей с дизелями приняты Правила ЕЭК ООН № 24 по дымности отработавших газов вместо Правил № 15 по токсичности транспортных средств с карбюраторными двигателями.

Подготавливаемые к введению международные предписания для транспортных средств категории N те же, что и для групп  $M_2$  и  $M_3$ . Дополнительно для грузовых автомобилей разрабатываются предписания по местам установки номерных знаков, по совместимости тяга-

чей и прицепов в отношении торможения и по механическим сцепным устройствам.

Так же как и для автобусов, к наиболее трудным по выполнению относятся перспективные нормы уровней внешнего шума: 81 дБ (А) для грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т, 86 дБ (А) — полной массой более 3,5 т, 88 дБ (А) — полной массой более 12 т. В 1985—1990 гг. намечено приступить к нормированию низкочастотного шума, оказывающего разрушительное влияние на дорожные сооружения и здания. Для грузовых автомобилей с карбюраторными двигателями полной массой до 3,5 т перспективы изменения норм токсичности такие же, как и у легковых автомобилей.

Транспортные средства категории O (прицепы и полуприцепы) по грузоподъемности делятся на четыре группы:

- $O_1$  — одноосные,  $P_{\max} < 0,75$  т;
- $O_2$  —  $P_{\max} < 3,5$  т;
- $O_3$  —  $3,5 \text{ т} < P_{\max} < 10$  т;
- $O_4$  —  $P_{\max} > 10$  т.

На эти транспортные средства распространяются Правила ЕЭК ООН № 3, 4, 6, 7, 13, 23, 37, 38, подготавливаются к введению международные предписания на механические сцепные устройства, совместимость тягачей и прицепов по торможению, размещение устройств освещения и световой сигнализации.

Предполагается изменение Правил ЕЭК ООН № 13 относительно распределения торможения между осями для прицепов групп  $O_3$  и  $O_4$ .

При проектировании, доводке и испытаниях транспортных средств на соответствие действующим и подготавливаемым к введению международным предписаниям по безопасности конструкции

и предупреждению вредного воздействия на окружающую среду необходимо тщательно оценивать такие важные выходные параметры транспортных средств, как масса, комплектация, рабочий объем двигателя, максимальная скорость движения, полезная нагрузка и др., с точки зрения отношения транспортного средства к той или иной категории.

Внимательного отношения заслуживают эти параметры и для транспортных средств, относящихся к одной и той же категории. Изменение массы транспортного средства группы  $M_1$  приводит к увеличению момента инерции барабанов, используемых при определении токсичности отработавших газов по Правилам ЕЭК ООН № 15, а также расхода топлива по методу, разработанному ЕЭК ООН. Чем выше, при прочих равных условиях, момент инерции барабанов, тем выше уровень расхода топлива у автомобиля при движении в городских условиях и тем ниже важнейший эксплуатационный показатель — экономичность. Более низкими будут и абсолютные показатели токсичности, поскольку выброс токсичных компонентов, содержащих углерод, связан с расходом топлива.

В более далекой по времени перспективе важное место займут вопросы снижения расхода топлива для транспортных средств всех категорий, срока службы автомобильной техники, рационального расходования невозобновляемых природных ресурсов и создания безотходных технологических процессов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Pucci G. Les proscriptions techniques, à l'échelon gouvernemental, pour la sécurité protectrice dans les véhicules automobiles. — Revue de la Fédération Internationale de l'Automobile, 1975.
2. Автомобили легковые. Технические требования и методы испытаний в части ударно-прочностных свойств кузова при фронтальном ударе. ГОСТ 21936—76.
3. Автомобили легковые. Технические требования и методы испытаний в части ударно-прочностных свойств кузова при боковом ударе. ГОСТ 21961—76.
4. Автомобили легковые. Технические требования и методы испытаний в части ударно-прочностных свойств кузова при наезде сзади. ГОСТ 21959—76.
5. Автомобили легковые. Технические требования и методы испытаний в части ударно-прочностных свойств кузова при опрокидывании. ГОСТ 21960—76.
6. Манекен трехмерный посадочный. Конструкция и основные размеры, технические требования. ГОСТ 20304—74.
7. Ананичев К. В. Проблемы окружающей среды, энергии и природных ресурсов. М., Прогресс, 1975.

**В. М. ЛОБОВА,**

**канд. техн. наук Ю. М. НЕМЦОВ,**  
**А. Н. СМЕРНОВ, Ю. С. ЧУХУСТОВ**

## ВНЕДРЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ОТРАСЛИ

**В**ОПРОСЫ совершенствования технологической подготовки и управления производством, применения новых материалов, внедрения нового, высокопроизводительного оборудования, технологической оснастки, новых методов обработки, применения средств вычислительной техники в настоящее время неразрывно связаны с разработкой и применением технологической документации.

Являясь средством организации труда на предприятии, технологическая документация позволяет получить не только данные о трудоемкости и стоимости работ, но и данные для определения плановой себестоимости изделий и их составных частей, производственной мощности и производительности труда, а также для расчета загрузки оборудования на участках, в цехах и на предприятии в целом.

В условиях автоматизированного управления производством технологическая документация создает основу информационного обеспечения, которая используется в дальнейшем для решения конкретных задач по службам предприятия в области подготовки и управления производством.

Технологическая документация в качестве источника информации для всех экономических служб предприятия создает основные предпосылки для построения всей системы технико-экономических нормативов и планово-нормативных расчетов. Связывая определенным образом участников производства (технолога, мастера, исполнителя), эта документация устанавливает взаимоотношения между основным производством и вспомогательным и выполняет роль организационной документации.

В целях обеспечения внедрения комплекса стандартов Единой системы технологической документации (ЕСТД) на предприятиях и в организациях отрасли НИИТавтопром — головной организацией по стандартизации в области технологии, технологической оснастки, инструмента и метрологии — разработаны методические указания «О порядке внедрения стандартов ЕСТД в отрасли» (МУ 37.002.001—76).

Для широкого внедрения комплекса стандартов ЕСТД необходима тщательная подготовка инженерно-технических работников, глубокое знание ими стандартов ЕСТД и других нормативно-технических документов. В связи с этим в 1976—1977 гг. по утвержденной Министерством автомобильной промышленности программе НИИТавтопром для специалистов технологических служб предприятий и организаций отрасли были проведены кустовые школы по применению стандартов ЕСТД. Программа имела целью подготовку этих специалистов к работе с технологической документацией в соответствии со стандартами и другой нормативно-технической документацией по ЕСТД.

Кустовые школы были проведены в Челябинске, Горьком, Запорожье, Кременчуге, Ярославле, Елгаве, Львове, Минске, Ульяновске, Москве и др. городах. Обучено 1160 специалистов технологических служб 110 предприятий и организаций отрасли.

Кроме того, специалисты НИИТавтопрома проводили консультации на предприятиях и в организациях, оказывали техническую и организационно-методическую помощь по отбору комплектности документации и ее оформлению в соответствии со стандартами ЕСТД. Такая работа проведена, например, на Московском и Борисовском заводах автотракторного электрооборудования, Московском заводе автотракторной электроаппаратуры им. 60-летия Октября, на Первом и Втором государственных подшипниковых заводах, во Всесоюзном научно-исследовательском конструкторско-технологическом институте подшипниковой промышленности, на Московском им. И. А. Лихачева, Минском, Белорусском, Брянском и Могилевском им. С. М. Кирова автозаводах, в МКТЭИавтопроме, на Минском мотоциклетном и велосипедном заводе, Осиповичском и Гродненском заводах автомобильных агрегатов, Минском рессорном заводе, Барановичском автоагрегатном заводе, Тавдинском механическом и Джанкойском машиностроительном заводах, Гродненском заводе карданных валов им. 50-летия

СССР, Борисовском заводе «Автогидроусилитель» им. XXV съезда КПСС, заводе «Автоприбор» (г. Владимир) и др.

В 1977 г. предприятиями и организациями отрасли помимо подготовки кадров по внедрению стандартов ЕСТД выполнен ряд мероприятий, связанных с переходом на Единую систему технологической документации. Разработаны образцы форм технологической документации, а также инструктивные и руководящие технические материалы, устанавливающие правила их оформления в соответствии с требованиями стандартов ЕСТД.

В результате работы школ и проведения консультаций по внедрению стандартов ЕСТД определился перечень форм технологической документации по видам работ, применяемых большинством предприятий и организаций Министерства автомобильной промышленности.

В ходе рассмотрения документации на предприятиях был выявлен ряд вопросов, которые недостаточно активно решаются в организационно-техническом плане с учетом требований стандартов ЕСТД. Так, мало внимания на предприятиях уделяют вопросу сквозного технологического маршрута прохождения деталей, документы на них составляются фрагментарно, что мешает подсчету трудоемкости изделий. Не на всех предприятиях комплексно решаются вопросы, связанные с оформлением технологической документации: технологией изготовления, перемещения, контроля, трудоемкости.

В 1978 г. перед предприятиями и организациями отрасли была поставлена задача по внедрению методики применения документации по видам обработки, с представлением в НИИТавтопром предложений по развитию стандартов ЕСТД. В результате была проведена большая работа по опробованию форм, накоплен значительный опыт и успешно решен ряд вопросов по внедрению стандартов ЕСТД.

**И. Н. МИГУНОВ**  
НИИТавтопром

**О**ДНОМУ из работников советского подшипникоостроения Прасковье Никитичне Пичугиной в этом году исполнилось бы 75 лет. Она родилась в селе Половском, Спасского района, Рязанской губернии 23 августа 1903 г. в семье бедняка, состоявшей из 12 человек. Раннее детство П. Н. Пичугина провела в Петербурге. Свою тяжелую молодость Пичугина описала в брошюре «Моя жизнь», вышедшей в 1937 г. Только Советская власть дала возможность Прасковье Никитичне определить свое

место в жизни, стать активным участником социалистического строительства.

Паша Пичугина в 1929 г. вступает в колхоз, становится активисткой на селе — избирается членом сельского Совета.

В 1931 г. П. Н. Пичугина начинает работать подсобной рабочей на строительстве Первого государственного подшипникового завода. Затем она поступает на курсы повышения квалификации и переходит работать в сборочный цех. Утром она работала уборщицей, по ве-

черам занималась на курсах. Она изучала все операции — мойку подшипников в бензине, их упаковку, проверку колец и сепараторов.

По окончании курсов ее назначили бригадиром сборщиц подшипников. В ее бригаде было 11 работниц. Все они имели звание ударника.

29 марта 1932 г. вступила в строй первая очередь ГПЗ-1. В этот день П. Н. Пичугина вместе с товарищами из своей бригады собрала первый отечественный подшипник. С этого момента советская

## СБОРЩИЦА ПЕРВЫХ СОВЕТСКИХ ПОДШИПНИКОВ, ВИДНЫЙ ОБЩЕСТВЕННЫЙ ДЕЯТЕЛЬ

(К 75-летию со дня рождения П. Н. Пичугиной)

УДК 629.113(047.1)

автомобильная промышленность стала выпускать свои подшипники и постепенно отказываться от ввоза подшипников из-за рубежа.

В 1932 г. П. Н. Пичугина вступает в ряды ВКП(б), а через два года коммунисты сборочного цеха избирают ее своим партгрупоргом.

За участие в освоении выпуска советских подшипников П. Н. Пичугина 17 февраля 1933 г. была награждена орденом Трудового Красного Знамени. Через несколько лет ее фамилия была занесена на Всесоюзную Красную Доску почета.

В 1934 г. П. Н. Пичугина была избрана депутатом Московского городского Совета депутатов трудящихся. Как депутат Моссовета она принимала самое активное участие в деятельности Рабоче-Крестьянской Инспекции, выполняя задания М. И. Ульяновой.

Одновременно П. Н. Пичугина продолжала работать мастером шариковой группы сборочного цеха. К трехлетию со дня пуска завод освоил 118 типоразмеров подшипников для автомобилей, тракторов, комбайнов и других машин. В этом успехе коллектива завода была доля труда коммунистки П. Н. Пичугиной.

В июле 1935 г. она была выдвинута на должность председателя заводской депутатской группы Моссовета. Как

председатель депутатской группы П. Н. Пичугина контролировала строительство детского комбината на заводе, школ, заводского парка, жилого городка для рабочих и служащих завода.

П. Н. Пичугина завоевала огромный авторитет в коллективе завода. Она внимательно разбиралась в каждом деле. Люди ей доверяли, охотно шли к ней с просьбами, за советами.

В 1937 г. рабочие, инженеры и служащие предприятий Пролетарского избирательного округа г. Москвы избрали ее депутатом Верховного Совета СССР первого созыва. Она была также депутатом Верховного Совета СССР второго созыва. П. Н. Пичугина была председателем бюджетной подкомиссии, членом комиссии по помилованию, которую возглавлял М. И. Калинин, членом группы по вручению орденов.

В этом же 1937 г. П. Н. Пичугина была избрана депутатом Таганского (ныне Ждановского) районного Совета депутатов трудящихся, работала председателем исполкома райсовета.

В течение нескольких лет П. Н. Пичугина избиралась членом бюро Таганского райкома ВКП(б) г. Москвы и бюро Московского городского комитета партии. В марте 1939 г. она была избрана делегатом XVIII съезда партии. В этом же году она начала учиться во Всесоюзной промышленной академии.

Издательство иностранной литературы выпустило в 1939 г. на английском языке ее книгу «Женщины в СССР».

В годы Великой Отечественной войны П. Н. Пичугина заведовала бюро по учету и распределению рабочей силы в Моссовете, возглавляла отдел Комитета по учету и распределению рабочей силы при Совете Народных Комиссаров СССР. В 1945 г. за успешное выполнение заданий правительства по обеспечению оборонной промышленности рабочей силой в годы войны она была награждена орденом Красной Звезды.

В 1949 г. П. Н. Пичугина закончила учебу в Высшей партийной школе при ЦК ВКП(б). В период 1949—1959 гг., вплоть до своего ухода на пенсию, она работала инструктором в аппарате ЦК КПСС.

19 мая 1977 г. П. Н. Пичугина скончалась.

Сочетая принципиальность и требовательность, неиссякаемую энергию и трудолюбие с чутким, доброжелательным и внимательным отношением к людям, она заслуженно снискала себе большое уважение на всех участках своей работы.

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

УДК 629.113.004

## ИЗМЕРИТЕЛЬ РАБОТЫ БУКСОВАНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

**П**РОВОДИМЫЕ на известных инерционных стендах испытания фрикционных накладок дисков сцепления предусматривают осциллографирование ряда сигналов и дальнейшую обработку осциллограмм с целью определения таких параметров, как средний момент трения сцепления, угол буксования, работа буксования сцепления. Этот процесс достаточно трудоемок. Путем автоматизации обработки нужного ряда электрических сигналов можно уменьшить трудоемкость определения этих параметров.

Для этой цели конструкторско-экспериментальным отделом Уральского автозавода создан прибор, названный измерителем работы буксования сцепления. С его помощью можно получить требуемый параметр простым вычислением по показаниям цифровых счетчиков.

Для пояснения работы прибора приняты следующие обозначения:  $m$  — момент трения сцепления;  $v$  — скорость вращения вала;  $\varphi$  — угол поворота ведущего или ведомого вала (диска сцепления);  $t$  — время;  $t_n$ ,  $t_k$  — соответственно моменты начала и конца буксования.

Угол буксования

$$\varphi_6 = \varphi_{\text{ведущ}} - \varphi_{\text{ведом}} = 2\pi \left( \int_{t_n}^{t_k} v_{\text{ведущ}} dt - \int_{t_n}^{t_k} v_{\text{ведом}} dt \right). \quad (1)$$

С учетом среднего момента трения сцепления за то же время

$$M_{\text{ср}} = \frac{1}{t_k - t_n} \int_{t_n}^{t_k} m dt = \frac{\int_{t_n}^{t_k} m dt}{\int_{t_n}^{t_k} dt} \quad (2)$$

получим работу буксования сцепления

$$A = M_{\text{ср}} \varphi_6 = \frac{\int_{t_n}^{t_k} m dt}{\int_{t_n}^{t_k} dt} 2\pi \times \times \left( \int_{t_n}^{t_k} v_{\text{ведущ}} dt - \int_{t_n}^{t_k} v_{\text{ведом}} dt \right). \quad (3)$$

Параметры  $\varphi_6$ ,  $M_{\text{ср}}$  и  $A$  из выражений (1)—(3) можно определить путем измерения интегралов величин  $v$ ,  $m$  и  $t$  на отрезке времени  $t_n$ ,  $t_k$ . Представим количественные результаты измерения этих интегралов в следующем виде:

$$\begin{aligned} N_1 &= q_1 \int_{t_n}^{t_k} v_{\text{ведущ}} dt; \\ N_2 &= q_1 \int_{t_n}^{t_k} v_{\text{ведом}} dt; \\ N_3 &= q_2 \int_{t_n}^{t_k} m dt; \quad N_4 = q_3 \int_{t_n}^{t_k} dt, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $q_1$ — $q_3$  — коэффициенты пропорциональности.

Тогда с учетом выражений (1)—(3) получим требуемые параметры путем простых вычислений по этим результатам:

$$\varphi_6 = 2\pi q_1 (N_1 - N_2) = K_1 (N_1 - N_2); \quad (5)$$

$$M_{\text{ср}} = \frac{N_3/q_2}{N_4/q_3} = K_2 \frac{N_3}{N_4}; \quad (6)$$

$$A = M_{\text{ср}} \varphi_6 = K_3 \frac{N_3}{N_4} (N_1 - N_2). \quad (7)$$

Из выражений (4) следует, что для получения количественных результатов измерения интегралов необходимо располагать функциями-сигналами

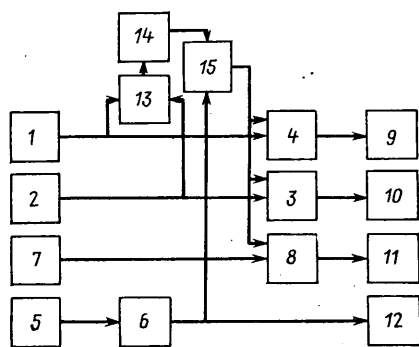
$$F_1 = \frac{dN_1}{dt} = q_1 v_{\text{ведущ}};$$

$$F_2 = \frac{dN_2}{dt} = q_1 v_{\text{ведом}};$$

$$F_3 = \frac{dN_3}{dt} = q_2 m;$$

$$F_4 = \frac{dN_4}{dt} = q_3.$$

Получение этих сигналов и количественных результатов измерения интегралов поясним блок-схемой. Датчики-тахогенераторы 1 и 2, жестко связанные соответственно с ведущим и ведомым валами сцепления, вырабатывают периодические сигналы. Преобразователями 3 и 4 эти сигналы преобразуются в импульсы, частота которых является



частотным сигналом  $F_1$ ,  $F_2$  скорости вращения вала (диска сцепления).

Тензодатчик 5 служит источником аналогового сигнала момента трения сцепления. Сигнал подается на преобразователь 6 «сигнал — частота», на выходе которого образуются импульсы, и частота этих импульсов является частотным сигналом  $F_3$  момента трения сцепления.

С генератора 7 снимаются периодические сигналы постоянной частоты, которые преобразователем 8 преобразуются в импульсы, и частота этих импульсов служит частотным сигналом  $F_4$  для измерения времени.

Импульсы частот  $F_1$ — $F_4$  поступают далее на цифровые счетчики импульсов 9—12, которые, суммируя приращения их количеств  $dN_1 = q_1 v_{\text{ведущ}} dt$ ,  $dN_2 = q_2 v_{\text{ведом}} dt$ ,  $dN_3 = q_3 m dt$  и  $dN_4 = q_4 t dt$ , осуществляют интегрирование величин  $v$ ,  $m$ ,  $t$  и по окончании выдают количественные результаты  $N_1$ — $N_4$  в виде цифр на своих табло.

Пределы интегрирования ( $t_n$ ,  $t_k$ ) выдерживаются автоматически в соответствии со специальными командами, которые вырабатываются в формирователе команд от тех же датчиков. Формирователь команд состоит из частотного смесителя 13, фильтра низких частот 14 и бистабильного триггера 15.

Начинающееся буксование (момент  $t_n$ ) и, следовательно, трение сцепления вызывают появление импульсов на выходе преобразователя 6, поступление их на счетчик 12 и на один из входов бистабильного триггера 15, переводя его в одно из устойчивых состояний. Это состояние служит командой начала интегрирования, так как им производится открывающее воздействие на управляемые входы преобразователей 4, 3 и 8 для прохождения импульсов на счетчики 9—11.

Периодические сигналы тахогенераторов 1 и 2 подаются также на частотный смеситель 13 с фильтром низких частот 14 на выходе. Поэтому наступление конца буксования (момент  $t_k$ ), т. е. уравнивания скоростей вращения ведущего и ведомого валов сцепления, приводит к уравниванию частот на входах смесителя 13 и появлению на выходе фильтра 14 низкочастотных колебаний. Последние поступают на другой вход бистабильного триггера 15 и переводят его в другое устойчивое состояние. Этот переход служит командой конца интегрирования, поскольку им снимается открывающее воздействие на управляемые входы преобразователей 4, 3, 8 и, следовательно, прекращается поступление импульсов на счетчики.

Измеритель работы буксования сцепления имеет следующую характеристику:

Допускаемые диапазоны частоты вращения диска сцепления в об/мин . . . . . 0—380; 0—760; 0—1520; 0—3040

Пределы измерения угла буксования на указанных диапазонах частот вращения в рад. . . . .  $0,39 \cdot 10^4$ ;  $0,78 \cdot 10^4$ ;  $1,57 \cdot 10^4$ ;  $3,14 \cdot 10^4$

Точность отсчета угла буксования на указанных диапазонах частот вращения в рад. . . . . 0,39; 0,78; 1,57; 3,14

Точность отсчета момента трения сцепления в % от предела . . . . . 1

Предел измерения момента трения сцепления в кгс · м . . . . . 50; 200

Диапазон измерения величины работы буксования сцепления в кгс · м . . . . .  $628-628 \cdot 10^4$

Точность отсчета величины работы буксования сцепления на указанных диапазонах частот вращения в кгс · м . . . . .  $<0,78$ ;  $<1,57$ ;  $<3,14$ ;  $<6,28$

Предел измерения времени буксования в с . . . . . 100

Точность отсчета времени буксования в с . . . . . 0,01

Источник питания . . . . . Сеть (220 В, 50 Гц)

Потребляемая мощность в Вт . . . . . 12

Прибор выполнен на полупроводниковых элементах с использованием счетчиков типа СБ-1М/100 и укомплектован специальным датчиком момента и датчиками-тахогенераторами.

Сравнительные измерения с помощью рассматриваемого прибора и известного метода осциллографирования не показали значительных расхождений.

М. А. ЯКУБОВ  
Уральский автозавод

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 621.74:65.011.56

### Изготовление отливок способом «Inmold»

При изготовлении отливок из чугуна с шаровидным графитом способом «Inmold» обработка расплавленного металла магнием осуществляется непосредственно в литейной форме. Чугун из заливочной воронки поступает к отливке через камеру, заполненную магниевой лигатурой. На реакцию в камере влияют температура чугуна, скорость заливки, размеры (сечение) камеры, состав и зернистость магниевой лигатуры. Для данной лигатуры скорость заливки должна находиться в определенном отношении к сечению камеры, чтобы свидетельствовать о том, что чугун вливает достаточное количество лигатуры. Решающим фактором является отношение скорости заливки к сечению камеры, оно составляет 0,05—0,07. Это отношение определяет сечение камеры и литниковой системы. Реакция в камере протекает при отсутствии воздуха, поэтому выход магния очень высок — составляет минимум 80%. Это ведет к значительной экономии лигатуры по сравнению с другими методами. Рабочая температура равна 1400°C. При способе «Inmold» максимальный предел содержания S в исходном чугуне составляет 0,010%. Благодаря хорошему эффекту затравки содержание Si может быть ниже обычного. В этом случае улучшается ударная вязкость ферритного чугуна. При использовании мето-

да «Inmold» обеспечиваются также высокие пределы прочности на растяжение и удлинение. Чтобы избежать наличия включений, необходимо соблюдать следующие условия: железо должно быть очищенным от окисей; эквивалент углерода следует устанавливать минимальным; содержание магния, кремния и алюминия должно быть низким; температура заливки должна составлять не менее 1400°C.

Для использования способа «Inmold» фирмой Buderus AG разработана установка для формовки под высоким давлением с давлением прессования. Этот метод используют также фирмы FIAT, Ford и др. Указанный метод в последнее время уже используется для форм с вертикальной линией разреза, например в установках «Disamatic».

Giesserei, апрель 1978, т. 65, № 8, с. 175—178.

### Автоматические и полуавтоматические линии фирмы Lasco

В Англии разработано и внедрено несколько производственных линий для изготовления коленчатых валов, передних мостов и других деталей для тракторов и прочих транспортных средств. Фирма Lasco одна из первых объединила в линию для получения поковок из заготовок молоты, прессы и вспомогательное оборудование при использовании средств автоматизации и механизации.

В 1976 г. была завершена установка такой линии для изготовления полуосе-

вых труб ведущего моста автомобиля, шестерен и цапф. Линия состоит из двух гидравлических прессов и гидравлического молота усилием 16 000 Кр, разделяющего эти прессы. Пресс усилием 800 Мр служит для предварительной штамповки, пресс усилием 400 Мр — для обрезки. Вторая линия была построена для изготовления главным образом тракторных катков. Она состоит из трех гидравлических прессов: усилием 630 Мр для предварительной штамповки, усилием 400 Мр для обрезки, усилием 1200 Мр для прессования вторых буртиков (запечников), а также молота усилием 16 000 Кр.

В настоящее время идет установка третьей, самой большой линии для изготовления коленчатых валов массой до 140 кг и передних осей длиной до 1800 мм и массой до 75 кг. Каждая из этих деталей будет изготавливаться за 72 с. Гидравлические прессы для предварительной штамповки и для гибки — усилием 1250 Мр, для обрезки и осадки — усилием 1600 Мр. Линия также включает в себя молот усилием 40 000 Кр, который устанавливается между гидравлическими прессами. Линия полуавтоматическая.

Metallurgia, февраль 1978, т. 45, № 2, с. 78—79.

### Автомобильные детали, полученные методом порошковой металлургии

Новая автомобильная деталь — пластина синхронизатора для десятиступенчатой трансмиссии грузового автомоби-

ля — изготавливается из порошка железа марки FC-0205. Фирма Gould Inc.'s Metal Products Div. отмечает, что деталь диаметром 165 мм, массой 0,9 кг имеет повышенную прочность, минимальную плотность 6,4 г/см<sup>3</sup>, твердость HRB 50 и больше; допуск на прямолинейность поверхности поддерживается в пределах 0,05 мм, а на размеры и расположение отверстий — в пределах 0,02—0,076 мм. Все отверстия у детали должны быть обработаны точно в заданных пределах. Раньше эта деталь изготавливалась из бронзы марки AE640. При этом стоимость ее была значительно выше. Детали изготавливаются для фирмы Garlock Corp. Palmyra N. Y.

Moderne Metals, март 1978, т. 34, № 2, с. 26.

#### Установка «EZCA 40»

В Польше Институтом обработки резанием создана установка для удаления заусенцев электролитическим способом. В настоящее время она серийно выпускается опытно-экспериментальным предприятием института. В основу принципа работы этой установки положен процесс контролируемого электролитического осаждения металлов с одновременным переносом отделяющихся ионов металла в раствор. При этом деталь подключается к аноду, а рабочий электрод к катоду. Между деталью и электродом выдерживается определенный зазор, ширина которого определяется высотой заусенцев и составляет обычно 0,4—1 мм. Зазор остается неизменным во время обработки. Поверхности, не подлежащие обработке, защищаются от воздействия электролита. Электролит чаще всего представляет собой 10—20%-ный раствор NaCl или NaNO<sub>3</sub> и подается насосом под давлением 0,5—5 бар через зазор между электродом и деталью. При этом с электрода удаляются продукты реакции (гидроокиси металлов), нарушающие ход процесса. Максимальное рабочее напряжение составляет 30 В. Плотность тока выби-

рается в пределах 25—100 А/см<sup>2</sup>. Ионы металла, переходящие в раствор в виде гидроокиси, диффундируют преимущественно в выступающие участки поверхности детали, т. е. в заусенцы. Поскольку электрод во время обработки неподвижен, ширина зазора между ним и деталью увеличивается и интенсивность реакции понижается. После полного удаления заусенцев подача тока прекращается. Обработанные детали промываются водой для удаления остатков электролита и пассивируются для предупреждения появления коррозии.

Установка состоит из собственно установки с рабочей камерой, распределительного шкафа для подачи тока, емкости для электролита с насосом, центрифуги и устройства для мойки и пассивации деталей.

Собственно двухпозиционная установка оснащена двумя рабочими столами, что дает возможность во время обработки одной детали на одном столе устанавливать другую деталь на другом столе. Столы изготовлены из гранита. Электрод имеет систему пневматического привода. Обработка осуществляется в герметизированной рабочей камере, стенки которой изготовлены из метилметакрилатных плиток. Камера освещается люминесцентными лампами. Воздух из камеры откачивается специальным насосом. Предусмотрено специальное устройство для точной регулировки и выдерживания ширины рабочего зазора. Техническая характеристика установки следующая:

Максимальные размеры обрабатываемой детали в мм . . . . .	400×250×250
Оптимальная длина обрабатываемых кромок детали в мм . . . . .	600
Полезная площадь рабочего стола в мм . . . . .	400×630
Размеры рабочей камеры в мм . . . . .	1500×600×630
Максимальная длина хода электроподдержателя в мм . . . . .	200
Расход сжатого воздуха в м <sup>3</sup> /ч . . . . .	0,5
Размеры установки в мм . . . . .	1500×1100×2000
Масса собственно установки в кг . . . . .	750

Сеть питания:	
напряжение в В . . . . .	380
частота в Гц . . . . .	50
максимальный ток в А . . . . .	600
Нагрузка номинальным постоянным током в А . . . . .	100
Минимальная продолжительность обработки в с . . . . .	0,3
Размеры распределительного шкафа в мм . . . . .	1600×600×2100
Масса распределительного шкафа в кг . . . . .	700

На указанной установке обрабатываются, в частности, автомобильные детали: шатуны, коленчатые валы, крестовины карданных валов, кольца синхронизаторов и зубчатые колеса коробок передач.

VDI-Zeitschrift, март 1978, № 6, с. P3—P5.

#### Машина для сварки трением

Для тракторостроительного завода в Румынии английская фирма Black Equipment Ltd. поставила машину для сварки трением изделий диаметром 22—80 мм (для тракторных валов). Длина машины равна 3,5 м, ширина 1 м и высота 1 м, масса составляет 15 т. Машина снабжена гидроприводом Volvo, в результате этого устраняется проблема изменения скорости при наличии большого диапазона диаметров и облегчается цикл автоматического удаления грат, так как при необходимости скорость шпинделя меняется автоматически. Гидропривод обеспечивает простоту контроля по сравнению с электроприводом: привод от электродвигателя идет через приводной вал, муфту сцепления, шкив, ремень или редуктор, а гидропривод устанавливается с внешней стороны кожуха.

Машина имеет фиксированную головку, а также систему фиксированных поперечин, поддерживающих направляющий и зажимной механизмы с приводом от трех гидравлических цилиндров. В зависимости от размера свариваемых изделий используется часть цилиндров или все три.

Velding and Metal Fabrication, март 1978, т. 46, № 2, с. 123.

УДК 629.113.621.43

Уравновешивание пятицилиндровых однорядных двигателей. Покорный Б. М. «Автомобильная промышленность», 1978, № 11.

Описана методика уравновешивания имеющихся у пятицилиндровых двигателей неуравновешенных моментов от сил инерции вращающихся частей. Рассмотрены два способа уравновешивания и выявлены их преимущества и недостатки. Рис. 4.

УДК 629.113.004

К вопросу выбора мощностных параметров автомобилей и автопоездов. Лурье М. И., Годованный В. М., Буксин Е. П. «Автомобильная промышленность», 1978, № 11.

Приведена методика определения мощностных параметров автомобилей и автопоездов, предназначенных для различных условий эксплуатации. Рассмотрен вопрос выбора мощности двигателя по приведенным затратам и производительности. Табл. 1. Рис. 4. Библи. 2.

УДК 629.114.5.004

Исследование скоростных свойств и топливной экономичности автобусов при эксплуатации на магистральных. Токарев А. А., Наркевич Э. И., Шур О. З., Кораблев В. А., Смирнов И. В. «Автомобильная промышленность», 1978, № 11.

Приведены результаты экспериментальных и расчетных исследований скоростных свойств и топливной экономичности автобусов при эксплуатации на магистральных. Даны рекомендации по выбору передаточных чисел трансмиссии и мощности двигателя для автобуса средней вместимости, предназначенного для эксплуатации в данных условиях. Табл. 1. Рис. 3. Библи. 6.

УДК 629.113.006

Оптимизация параметров панели приборов автомобиля. Анисимов В. П. «Автомобильная промышленность», 1978, № 11.

## РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

Приведены результаты исследования читаемости приборных панелей, отличающихся различным расположением приборов и различными расстояниями между ними. Рассмотрены экспериментальные материалы по исследованию читаемости светосигнальных индикаторов в зависимости от места их расположения на приборной панели, дана сравнительная оценка читаемости панели с приборами, имеющими стрелочные указатели, и панели с приборами, выполненными в виде светосигнальных индикаторов матричного типа. Рис. 4. Библи. 3.

УДК 629.113.66.01

Расчет основных конструктивных параметров металлоулавливателя роторного типа. Константинов Л. С., Трухов А. П., Рябцева Л. А. «Автомобильная промышленность», 1978, № 11.

Представлен расчет конструктивных параметров металлоулавливателя роторного типа для экстремального варианта сепарации исходя из условия качественного разделения отработанной формовочной смеси. Рис. 2. Библи. 3.

УДК 629.113.002.3

Новый обивочный шумопоглощающий материал для автомобилей. Бобович Б. Б., Замкова В. Н., Моисеев А. Ф., Шуляк А. Д., Быков В. А. «Автомобильная промышленность», 1978, № 11.

Исследованы звукопоглощающие свойства нового обивочного материала — искусственной кожи, дублированной пенополиуретаном. Табл. 2. Рис. 4. Библи. 5.

УДК 629.113.002

Точность профилирования основной окружности кулачков распределительных валиков. Луцевич А. В. «Автомобильная промышленность», 1978, № 11.

Показано влияние точности профилирования основной окружности кулачков, обрабатываемых на профилешлифовальных станках, на формообразование переменной части профиля. Даны рекомендации по выбору этой точности для распределительных валиков двигателей внутреннего сгорания. Рис. 3.



## ВНИМАНИЮ ОРГАНИЗАЦИЙ, УЧРЕЖДЕНИЙ И ПРЕДПРИЯТИЙ!

Переводы более чем с 30 иностранных языков на русский и с русского на иностранные различного вида научно-технической литературы в области естественных наук и техники (книги, брошюры, статьи, доклады, товаросопроводительная и экспортно-импортная документация) выполняет Всесоюзный центр переводов (ВЦП) — крупнейшая переводческая организация Советского Союза.

Переводчики ВЦП являются высококвалифицированными специалистами в различных областях науки и техники.

Сроки исполнения перевода по договоренности с заказчиком.

Сведения о ранее выполненных переводах публикуются в «Указателе переводов научно-технической литературы», издаваемом ВЦП и распространяемом по подписке через «Союзпечать». Индекс издания — 03201.

Адреса организаций, принимающих заказы на копии переводов, и порядок оформления заказов указаны в предисловии к каждому выпуску указателя.

Прием заказов на перевод по адресу: 117218 Москва, В-218, ул. Кржижановского, 14, корп. 1.

Справки по телефону: 127-68-47.

Заключение контрактов на переводы и финансовые расчеты с зарубежной клиентурой производится В/О «Внештехника»: 119034 Москва, Г-34, Староконюшенный пер., 6; телефон 202-01-14; телекс 7918.

ГРУППА РЕКЛАМЫ ВЦП

## ИМЕЮТСЯ В ПРОДАЖЕ КНИГИ ИЗДАТЕЛЬСТВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Вихерт М. М., Мазинг М. В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей. Конструкция и параметры. 1978. — 176 с., ил. — 60 к.

Дмитриев А. А., Чобиток В. А., Тельминов А. В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин. 1976. — 208 с., ил. — 82 к.

Каталог деталей автобусов ЛАЗ-695Н «Львів» и ЛАЗ-697Н «Турист». Часть 1. Двигатель, трансмиссия, ходовая часть, управление, электрооборудование и приборы. 1976 — 232 с., ил. (Всесоюз. конструкторско-эксперим. ин-т автобустроения). — 2 р. 71 к.

Куров Б. А., Лаптев С. А., Балабин И. В. Испытания автомобилей. Учебник для техникумов. 1976. — 208 с., ил. — 51 к.

Ливенцев Ф. Л. Двигатели со сложными кинематическими схемами. Кинематика, динамика и уравнивание. 1974. — 176 с., ил. — 55 к.

Тульские мотороллеры. Альбом/А. В. Лотоцкий, В. А. Зобнин, Е. Н. Щербаков и др. 1977. — 56 с., цв. ил. — 3 р. 55 к.

Транспортные средства на высокоэластичных движителях/Н. Ф. Бочаров, В. И. Гусев, В. М. Семенов и др. 1974. — 208 с., ил. — 80 к.

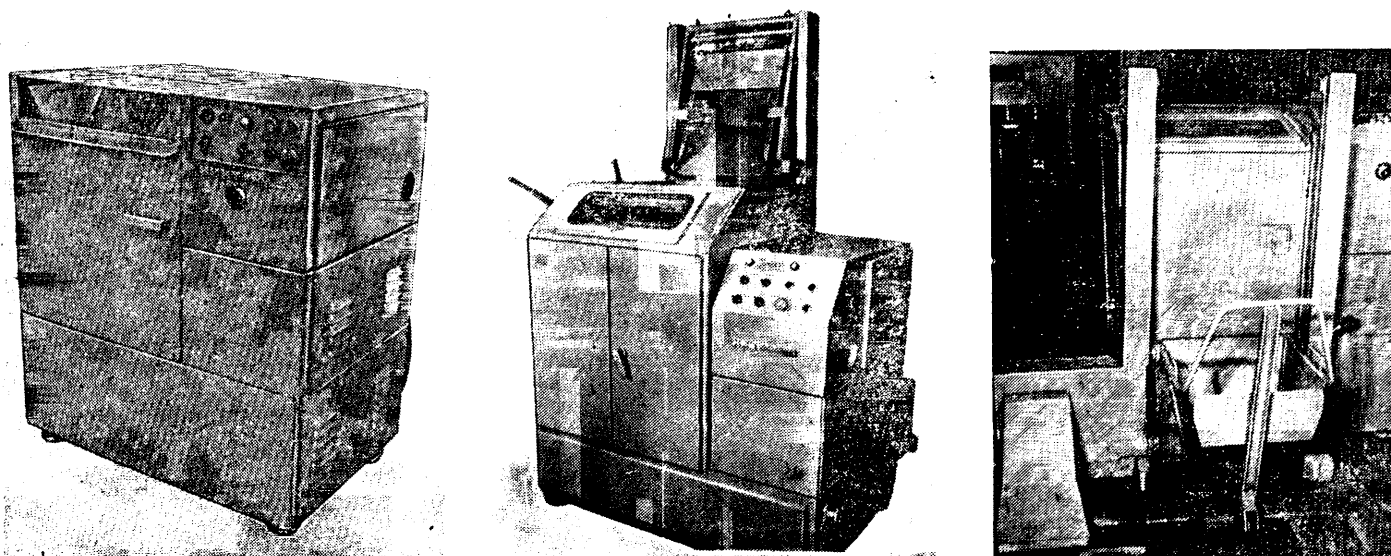
Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие/Б. П. Байков, В. Т. Бордуков, П. В. Иванов и др. 1975. — 200 с., ил. — 90 к.

Эти книги можно приобрести в московском специализированном магазине № 8 «Техника» (103031, Москва, К-31, ул. Петровка, 15). Иногородним специалистам магазин высылает литературу наложенным платежом.



## АВТОМАТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ ДЛЯ ВИБРАЦИОННОЙ ОЧИСТКИ

Машины для вибрационной очистки конструкции НИИТавтопрома предназначены для снятия заусенцев, притупления острых кромок, очистки отливок от окалины и пригаров формовочных смесей, а также для полирования деталей сложной конфигурации.



### Техническая характеристика машины модели 1544М

Максимальная масса обрабатываемой детали в кг	0,2
Наибольшая масса временно загружаемых деталей в кг . . . . .	25
Производительность в кг/ч	50
Суммарная установленная мощность в кВт . . . . .	1,4
Габаритные размеры в мм	1020×650× ×1175

### Техническая характеристика машины модели 1545М

Максимальная масса обрабатываемой детали в кг	0,5
Наибольшая масса временно загружаемых деталей в кг . . . . .	50
Производительность в кг/ч	100
Суммарная установленная мощность в кВт . . . . .	2,4
Габаритные размеры в мм	1185×1965× ×1482
Масса в кг . . . . .	1500

### Техническая характеристика машины модели ВМ100

Максимальная масса обрабатываемой детали в кг	1
Наибольшая масса временно загружаемых деталей в кг . . . . .	100
Производительность в кг/ч	200
Суммарная установленная мощность в кВт . . . . .	3,8
Габаритные размеры в мм	1480×1650× ×2290
Масса в кг . . . . .	2350

Загрузка деталей на машинах моделей 1545М и ВМ100 автоматизированная, на машине модели 1544М — ручная. Разгрузка деталей из ферромагнитных сплавов на всех машинах автоматизированная. Для разгрузки деталей из цветных сплавов машина ВМ100 укомплектована виброрешетом. Все машины оснащены приборами для регулирования амплитуды и частоты колебаний рабочей камеры, циркуляции рабочей жидкости, устройством для размагничивания деталей.

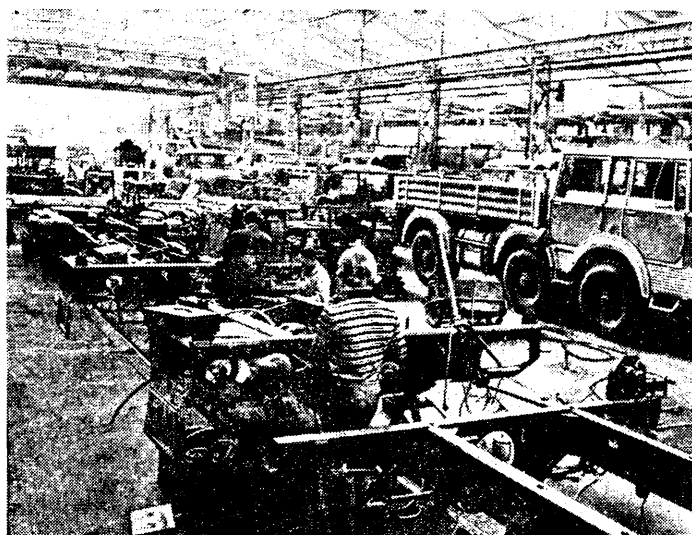
Внедрение машин обеспечивает снижение трудоемкости зачистных операций, повышение качества обработки деталей и улучшение условий труда.

За подробной информацией обращайтесь в Научно-исследовательский институт технологии автомобильной промышленности (НИИТавтопром) по адресу: 113184 Москва, М-184, Озерковская наб., 22/24.

# ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ ЧССР

В 1978 г. исполняется 80 лет со дня выпуска первого чехословацкого грузового автомобиля на североморавском заводе ТАТРА в г. Копрживнице.

В настоящее время ЧССР относится к крупнейшим мировым производителям грузовых и специализированных автомобилей, выпуск которых с каждым годом увеличивается. Если в пятой пятилетке (1971 — 1975 гг.) чехословацкие автозаводы выпустили 142 599 грузовых автомобилей, то в шестой пятилетке (1976—



*Монтажная линия грузовых автомобилей ТАТРА-813 и ТАТРА-148*

1980 гг.) выпуск составит 216 600 автомобилей. Особое положение автомобильная промышленность ЧССР занимает в производстве грузовых автомобилей большой грузоподъемности и высокой проходимости, а также автомобилей для международных перевозок грузов ТИР.

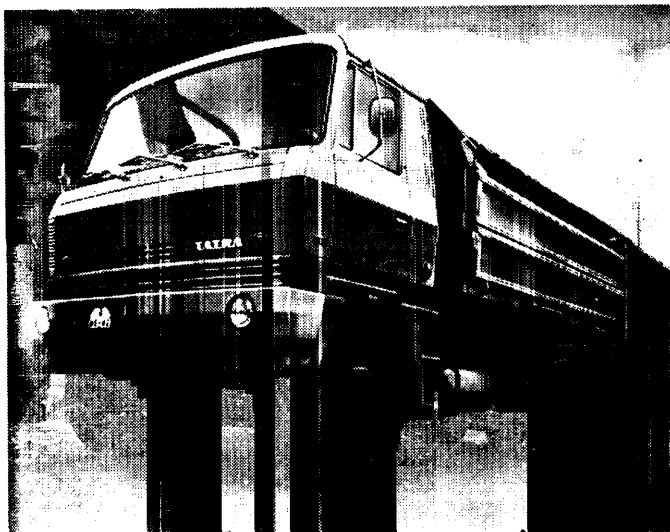
ЧССР является также крупным экспортером грузовых и специализированных автомобилей: экспортируется примерно 50% продукции, причем 90% экспортируемых автомобилей направляется в социалистические государства. В государствах — членах СЭВ именно грузовые автомобили ЧССР часто применяются на решающих стройках социализма. Крупнейшим покупателем автомобилей является Советский Союз: из ЧССР в Советский Союз были отправлены грузовые автомобили, автомобили-рефрижераторы, причем экспорт будет расширяться и в последующие годы.

С 1965 г. автомобильная промышленность ЧССР организована в форме трестов с названием Чехословацкие автомобильные заводы (ЧАЗ). Производство грузовых автомобилей сосредоточено на трех основных заводах: ТАТРА, ШКОДА-ЛИАЗ и АВИА.

Грузовые автомобили ТАТРА отличаются оригинальной конструкцией, признаваемой во всем мире «татровской концепцией»: хребтовая рама, независимое рессорное подвешивание всех колес на качающихся полуосях, дизель с воздушным охлаждением. Благодаря такой конструкции автомобили ТАТРА обладают хорошими технико-экономическими характеристиками, что в первую очередь сказывается при эксплуатации автомобилей в труднопроходимой местности и тяжелых климатических условиях. Это было оценено и специализированным соглашением стран—членов СЭВ, определившим завод ТАТРА как специализированный производитель грузовых автомобилей высокой проходимости, грузоподъемностью 12 т и больше. Соглашение вступило в силу в 1971 г., а Международный инвестиционный банк СЭВ тогда предоставил заводу ТАТРА для модернизации и расширения производства кредит. Заслуживает внимания тот факт, что расширение производственных площадей и модернизация завода происходят без остановки производства, большая строительная и технологическая перестройка завода не только не ограничивает производства, а наоборот, производство из года в год повышается. В 1977 г. было выпущено уже более 11 500 грузовых автомобилей. Наряду с оправдавшими себя автомобилями Т-148 и Т-813 начинается серийное производство специального грузового автомобиля высокой проходимости ТАТРА-С-1 — Арктик для работы в суровых условиях на севере СССР. В седьмой пятилетке (1981—1985 гг.) после завершения реконструкции завода начнется также серийное производство грузовых автомобилей типовой серии ТАТРА-815.

Северочешский завод ШКОДА-ЛИАЗ в рамках треста ЧАЗ специализируется в основном на производстве грузовых автомобилей для международных грузоперевозок ТИР. В шестой пятилетке (1976—1980 гг.) было начато серийное производство автомобилей новой типовой серии ШКОДА-ЛИАЗ-100. Ее первыми представителями являются автомобиль-тягач ШКОДА-100-45 с прицепом общей грузоподъемностью 36 т и грузовой автомобиль ШКОДА-100-05 с прицепом общей грузоподъемностью 38 т. На XIX Международной машиностроительной ярмарке «БРНО-77» впервые был представлен автомобиль-тягач ШКОДА-100-47, оснащенный новым двигателем М-637. Такие двигатели будут установлены на грузовых автомобилях ШКОДА-ЛИАЗ всех типов, они характеризуются большим сроком службы, низкой шумностью, экономичностью, мощностью 304 л. с.

В конце шестой пятилетки (1980 г.) годовое производство завода ШКОДА-ЛИАЗ должно достигнуть 18 тыс. грузовых автомобилей и 35 тыс. двигателей. Значительному увеличению производства будет способствовать и углубляющаяся кооперация между заводом ШКОДА-ЛИАЗ и болгарским автозаводом МАДАРА.



*Один из представителей новой серии  
автомобиль ТАТРА-815*

Пражский автозавод АВИА (первоначально здесь производились самолеты) выпускает грузовые автомобили грузоподъемностью 1,5—3 т. Автомобили АВИА-15 и АВИА-30 производятся по лицензии французской фирмы Савиём. Основными преимуществами автомобилей АВИА являются их маневренность, небольшой расход топлива — 13,5 л на 100 км. Все это делает грузовой автомобиль идеальным для крупных городов. В 1980 г. производство завода АВИА достигнет 15 500 автомобилей, экспорт которых значительно возрастет. С венгерской фирмой ИКАРУС заключено соглашение о совместном производстве мини-автобуса на шасси АВИА-15.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707—8/108/320/38.

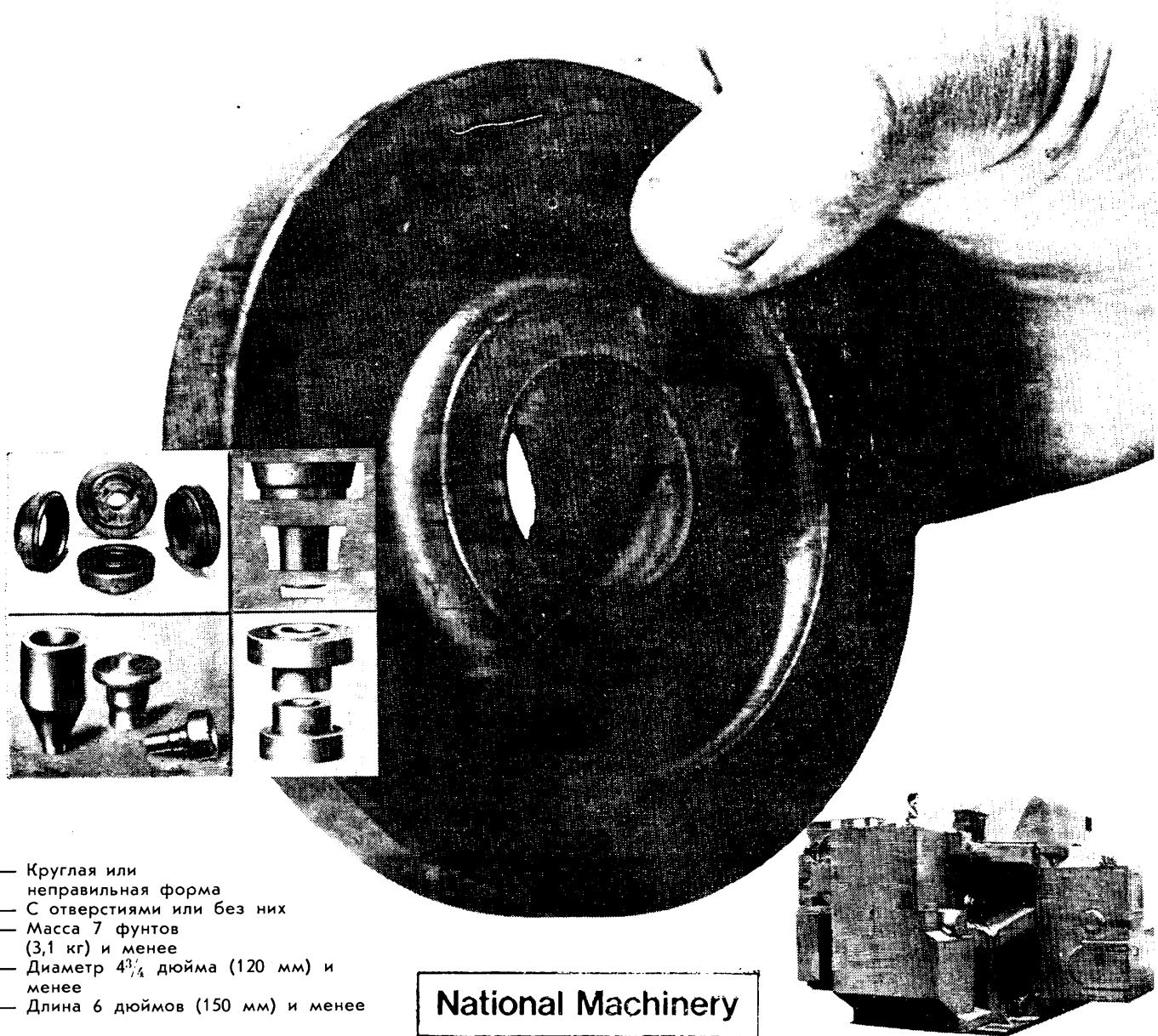
В О «ВНЕШТЭСРГРЕКЛАМА»

Горячей деформацией здесь называется процесс горячейковки, который начинается с прутка прокатной длины и заканчивается готовыми поковками с отверстиями. Производительность составляет 18 тыс. поковок за смену при средней массе поковки 7 фунтов (3,1 кг). Скорость изготовления поковок

меньшей массы еще выше — 50 тыс. за смену. Детали получаются обычно без грата, что означает малые отходы и узкие допуски. На деле хорошая отделка поверхности и точные размеры зачастую приводят к уменьшению последующей механической обработки или к полному отсутствию ее в отношении

отдельных поверхностей. При этом высокая производительность, малый расход материала, узкие допуски и уменьшение объема механической обработки дают большую экономию. Мы поможем Вам оценить Ваши поковки с точки зрения экономической горячей деформации.

## Горячая деформация — этоковка за четыре удара с затратой времени менее одной секунды на деталь



- Круглая или неправильная форма
- С отверстиями или без них
- Масса 7 фунтов (3,1 кг) и менее
- Диаметр  $4\frac{3}{4}$  дюйма (120 мм) и менее
- Длина 6 дюймов (150 мм) и менее

National Machinery

Националь Машинери Ко., Тиффин, Охайо, США 44883  
Националь Машинери, товарищество с огран.  
ответственностью 8500 Нюрнберг,

Регенсбургер Штр. 420,  
Почтовое отделение 1249, ФРГ.  
Проектирование и конструкция  
высокопроизводительных машин  
горячей и холодной высадки.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВО ПО ПРОМЫШЛЕННОСТИ в ведении которых они находятся. Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина, 25. Отдел промышленных каталогов ГИИТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707—8, 117461W-45. [www.45oksite.ru](http://www.45oksite.ru)